

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ДРАЧ ІЛОНА ВОЛОДИМИРІВНА

УДК 62-752+62-755

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ АВТОМАТИЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ
РОТОРІВ РІДИННИМ БАЛАНСИРОМ

05.02.09 – динаміка та міцність машин

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

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант

Ройзман Вілен Петрович

, д.т.н., професор

Хмельницький – 2023

АНОТАЦІЯ

Драч І.В. Наукові основи автоматичного зрівноваження роторів рідинним балансиrom. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Хмельницький національний університет, Хмельницький, 2023.

У дисертаційній роботі на основі отриманих нових науково обґрунтованих результатів **вирішено актуальну для динаміки машин науково-прикладну проблему** – забезпечення вібростійкості обертових елементів машин на основі розвитку та практичного застосування теорії автоматичного зрівноваження роторів пасивними рідинними балансирами (які мають вигляд циліндричної камери, частково заповненої рідиною), проведення комплексного математичного моделювання динамічних процесів у роторних системах з урахуванням умов експлуатації та оптимізації конструкцій балансувальних пристроїв.

Комплексний підхід до математичного моделювання процесу автоматичного балансування роторів рідинним балансиrom прямої дії, на відміну від існуючих, охоплює гідродинамічну задачу обертання частково заповненої рідиною циліндричної порожнини; задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП. Верифікацію моделей здійснено на експериментальному матеріалі. Емпіричні дані показали хорошу узгодженість з теоретичними результатами.

Адекватність побудованих моделей дала можливість пояснити **нові** властивості та закономірності процесу самобалансування пружно-деформівних роторів і роторів на пружних опорах рідинними робочими тілами, а саме:

– існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною,

що дає змогу враховувати вплив малих збурень потоку, викликаних обертанням камери, при конструюванні АБП з рідинним робочим тілом;

- умови настання автобалансування з огляду на векторні співвідношення силових чинників, які враховують рух рідини в роторній системі з АБП, що дає змогу визначати діапазони кутових швидкостей обертання ротора, за яких відбувається зменшення вібрації залежно від кута нахилу осі роторної системи і конструкції автобалансувального пристрою;

- оцінювання ефективності автоматичного балансування рідинним АБП, що дало змогу визначити його оптимальні параметри, які враховують наявність достатнього об'єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи, просторове положення осі ротора, геометричні параметри АБП і фізичні властивості робочої рідини;

- уточнено вплив пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування; запропоновані рішення щодо покращення вібростійкості роторних систем з автобалансином рідинного типу за рахунок оптимального конструювання їх конструкцій дають змогу підвищити ефективність самозрівноваження до 50% для вертикальної та до 30% для горизонтальної роторних систем.

Результати роботи дозволяють для широкого класу машин із змінним дисбалансом ротора обирати певний тип рідинного АБП (однокамерний, багатоканальний, з перегородками); розраховувати основні параметри АБП (геометричні розміри пристрою, достатній об'єм і фізичні властивості робочої рідини).

Основний зміст дисертаційної роботи складається з **п'яти розділів**.

У **першому розділі** на основі огляду літературних джерел окреслено основні етапи наукової думки в межах проблеми зрівноваження роторів пасивним АБП і результати досліджень у сучасних напрямках розвитку рідинного автобалансування. Встановлено основні вимоги до автобалансувальних пристроїв залежно від умов експлуатації та обслуговування, конструктивних характеристик і динамічних властивостей

незрівноваженої системи, що обертається; оцінено переваги рідинних пасивних автобалансирів прямої дії. Розглянуто кінетостатичні рівняння руху механічної системи з автобалансувальним пристроєм рідинного типу. Проаналізовано основні результати, недоліки та невирішені проблеми класичного підходу до дослідження процесу зрівноваження та вібростійкості такої роторної системи.

У **другому розділі** викладено загальну методика проведення дисертаційного дослідження; розкрито методи моделювання, розрахунків, гіпотези.

У результаті моделювання режимів руху (якісних станів) робочої рідини в камері АБП обґрунтовано аналітичні оцінки кутових швидкостей обертання роторної системи, за яких відбувається включення робочої рідини в рух і в ефективне автобалансування в докритичному діапазоні.

На основі аналізу збурення відносного руху рідини в камері АБП, що обумовлені об'ємними переносною і коріолісовою силами інерції, знайдені викривлення полів швидкостей, тисків і вільної поверхні рідини; досліджено резонансні явища в потоці робочої рідини; надано фізичне пояснення одержаних результатів, які необхідно враховувати під час конструювання автобалансувальних пристроїв рідинного типу.

На основі аналізу частотного рівняння системи диференціальних рівнянь, які описують рух ротора встановленого в пружних опорах, що обертається з рідинним автобалансиром, теоретично обґрунтовано існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та пряму залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною.

Із застосуванням теорії екстремальних задач з параметром науково обґрунтовано оцінювання ефективності автоматичного балансування рідинним АБП (доведено, що максимальна ефективність балансування досягається, коли величини дисбалансу коригувальної рідини і дисбалансу ротора еквівалентні).

У результаті дослідження руху рідини з урахуванням кута нахилу осі ротора з камерою АБП відносно лінії горизонту, здійсненого за допомогою математичного апарату параметричних коливань, отримано аналітичні

залежності величини залишкових прогинів від кута нахилу та доведено, що зі збільшенням кута нахилу, залишкові прогини ротора зменшуються за абсолютною величиною.

У **третьому розділі** наведено принципи дії та характеристики використаного обладнання, спеціальних стендів з розробленими експериментальними зразками АБП і дослідними установками, що моделюють ротори на пружних опорах з вертикальною, горизонтальною віссю обертання і віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту. Експериментальні дослідження проводились з вимірюванням амплітуд коливань роторів дослідних установок і з безпосереднім візуальним спостереженням за положенням робочої рідини в камері АБП відносно дисбалансу при обертанні системи.

Для експериментальних об'єктів виконано кількісне оцінювання: очікувана кутова швидкість включення рідини в рух вертикальної системи становить $1/3$ від резонансної швидкості, в рух горизонтальної системи становить $2/3$ від резонансної швидкості, а очікувана кутова швидкість включення рідини в процес ефективного балансування становить $1/2$ від резонансної швидкості для вертикальної роторної системи і $7/10$ – для горизонтальної роторної системи. Експериментально запропоновано звужити діапазон кутових швидкостей включення рідини в обертовий рух системи в 1,5-2 рази для ротора з віссю відхиленою від вертикального розташування застосуванням конструкції АБП з перегородками.

Експериментально встановлено зменшення резонансних коливань для вертикальної роторної системи не менше ніж в 2 рази, для горизонтальної роторної системи – не менше ніж в 1,5 рази; для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до горизонту, спостерігалась пряма залежність ефективності рідинного балансування від значення кута нахилу осі ротора до лінії горизонту.

Визначено, що використання рідинного автобалансира для роторів зі змінним дисбалансом дозволяє зменшити споживання електроенергії двигуном до 30 % при виході ротора на робочі оберти.

У **четвертому розділі** подано результати розробки методу визначення оптимальних параметрів рідинного автобалансира прямої дії за рахунок уведення додаткових нових критеріїв оптимальності: зменшення діапазону кутових швидкостей включення робочої рідини в обертний рух; зменшення діапазону кутових швидкостей включення робочої рідини в процес балансування; зменшення ширини зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості. Таким чином, враховані нові параметри для розрахунку рідинного АБП: просторове положення осі роторної системи; фізичні властивості робочої рідини (в'язкість і густина), форма вільної поверхні рідини залежно від кута нахилу осі обертання роторної системи та відношення поточної кутової швидкості до критичної (докритичний діапазон, закритичний, діапазон критичних кутових швидкостей). Основними критеріями є: максимум функції ефективності процесу зрівноваження і достатність об'єму робочої рідини в камері АБП. Для реалізації методу розроблено програмне забезпечення. Перевірка адекватності математичних моделей, які покладені в основу методу, і верифікація програмного забезпечення для розрахунку оптимальних параметрів АБП здійснювалась шляхом співставлення значень коефіцієнта ефективності балансування, одержаного теоретичними розрахунками, і визначеного експериментально як відношення амплітуд коливань вільного краю барабана дослідної установки без рідини в АБП і з рідиною на основі обробки осцилографічних даних.

Експериментально визначено, що незалежно від просторового положення осі роторної системи застосування багатокамерного автобалансира дає підвищення ефективності близько 25 %; збільшення радіуса камери АБП дає підвищення ефективності близько 30 %; застосування автобалансира з перегородками дає підвищення ефективності близько 15 %.

У **п'ятому розділі** уточнено вплив динамічних і геометричних характеристик роторної системи з АБП на ефективність рідинного автобалансування. Основним результатом цих досліджень є визначення чисельним моделюванням рекомендацій для конструювання коливних систем

дослідних установок, які моделюють роторні системи з вертикальною та горизонтальною віссю обертання ротора, відповідно, що дозволило удосконалити конструкції цих установок для підвищення їх вібростійкості. Це дозволило підвищити ефективність рідинного автобалансування до 50 % (випадок вертикальної системи), до 30 % (випадок горизонтальної системи) на всьому діапазоні частот обертання.

Ключові слова: ротор, зрівноваження, автоматичне балансування (самобалансування), автобалансувальний пристрій рідинного типу, ефективність балансування, фізичні властивості робочої рідини, динаміка процесу рідинного автобалансування, режимна зміна величини й напрямку вектора дисбалансу, масові, інерційні, жорсткісні, демпферні чинники роторної системи, вібростійкість обертових частин машини, метод відеофіксації, математичне моделювання.

ANNOTATION

Drach I.V. Scientific Bases of Automatic Balancing of Rotor by a Liquid Balancer. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis for the Degree of Doctor of technical sciences on specialty 05.02.09 – dynamics and strength of machines. – Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, 2023.

In the Thesis on the basis of the received new scientifically substantiated results the scientific-applied problem of balancing of rotor systems by passive autobalancers of direct action with liquid working bodies without control of their movement and energy supply by system mathematical modeling taking into account the hydrodynamic system interaction between the components of the system rotor-balancer-liquid has been solved. The models were verified on experimental material. Full compliance of the results from the created models and field data was obtained. The adequacy of the constructed models made it possible to explain the new properties and regularities of the process of self-balancing of elastic-deformable rotors and rotors on elastic supports by liquid working bodies: to estimate rotational speeds of rotor system depending on the angle of inclination of the rotor system to the horizon line, the physical properties of the working fluids, the geometry of the design of the self-balancing device. It is shown that the software, which is based on the built models, can be used as a working tool for computing experiments and calculating the optimal parameters of the liquid-type self-balancing device.

The scientific novelty of the obtained results lies in obtaining new experimentally and theoretically substantiated: conditions that determine the choice of optimal parameters of liquid balancers; method of calculating the parameters of the liquid self-balancing device taking into account the integrated approach and operating conditions.

The main content of the dissertation consists of five sections.

The first section based on a review of literary sources, sets out the basic requirements for self-balancing devices depending on the operating and maintenance conditions, design characteristics and dynamic properties of an unbalanced rotating system; the advantages of liquid passive autobalancers of direct action are estimated. The results of research in modern directions of liquid self-balancing development are analyzed, the presence of technological and geometrical parameters (in particular, the shape and movement of the free surface of the working fluid, the angle of the rotor axis to the horizon line; physical properties of the fluid) is determined. There are no methods to account for this effect in the literature, the degree of which is not defined and they are not reflected in the relevant analytical dependencies, design features, and technological bases for maintenance of the set operational properties.

In the second section, a dynamic model of the motion of a cylindrical chamber is developed, which contains a liquid of a given volume and density, which is the basis of system modeling of the liquid autobalancer. Within the framework of this model, stationary perturbations of the relative motion of a fluid caused by the transfer and Coriolis forces of inertia are studied. Under fairly general assumptions about the radial location of the circular velocities of the fluid in the primary motion, the curvatures of the velocity fields, pressures, and shapes of the free surface of the fluid are found. Based on the analysis of the frequency equation of the differential system equations describing the motion of a rotor mounted in elastic supports rotating with a liquid autobalancer, the existence of an instability zone in the vicinity of the critical rotor speed is proved, it is numerically shown that the width of this zone depends on the degree of filling the ABD chamber with liquid. Using the mathematical apparatus of parametric oscillations, the stabilizing effect of damping on the stability of fluid motions in a cylindrical chamber in the field of centrifugal forces and gravity forces is shown; the motion of the fluid is analyzed taking into account the angle of inclination of the rotor with the ABD chamber relative to the horizon line and it is proved that with increasing the angle of inclination of the rotor relative to the horizon line, the residual deflections increase in absolute value. Based on the results of the developed dynamic models of rotor motion with liquid ABDs, geometric models of

fluid behavior in the ABD chamber are improved, which allow to consider possible layouts of imbalance and deflection vectors of rotor-liquid system and explain the existence of fluid autobalancer. An analytical dependence for determining the efficiency of the liquid self-balancing process is obtained. Based on the theory of extreme problems with a parameter, it is proved that the greatest balancing effect is achieved when the magnitude of the imbalance of the fluid involved in balancing is close to the initial value of the rotor imbalance.

The third section presents the results of experimental studies of the operation of automatic balancing devices, which have the form of a cylindrical chamber, partially filled with liquid working bodies. The used equipment, special stands with the developed experimental samples of ABD and experimental installations which model rotors on elastic support with a vertical and horizontal axis of rotation are described. The program and a technique of carrying out experimental researches are developed, thus the investigated parameters and levels of their variation are chosen and substantiated. Experimental studies were performed using the method of high-speed video recording of the behavior of the working fluid in the ABD chamber on specially designed stands with measuring and video equipment. Based on the results of experiments it is established that when using direct balancing devices of direct action with liquid working bodies the decrease in amplitudes of oscillations of a rotor on all range of rotational frequencies is observed. As a result of the research, the values of velocities were obtained, which estimate the “involvement” of the fluid in the rotational motion of the rotor system and the possibility of using fluids as balancing at low rotational speeds (in the preresonant range). It is proposed to narrow the range of velocities of “attraction” of fluid in the movement of the system for the rotor with the axis deviated from the vertical location by using the design of the ABD with partitions, which also reduced vibrations during rotor acceleration and resonance. It is determined that the use of liquid autobalancer for rotors with variable imbalance allows to reduce power consumption by up to 30% when the rotor reaches operating speed.

In **the fourth section** on the basis of the constructed mathematical models of movement of working liquid in the ABD chamber the technique of calculation of optimum constructive parameters of the autobalancing device is developed. Software has been developed for its implementation. The proposed technique takes into account the peculiarities of the balancing process for rotary systems with vertical and horizontal axis of rotation; the criterion for the optimality of design parameters is the maximum of the autobalance efficiency function. The influence on the efficiency of mass balancing and internal friction of the working fluid, the angle of inclination of the rotor axis to the horizon is also determined. It is determined that the main ways to increase the efficiency of balancing are: the use of multi-chamber autobalancer; use of autobalancer with partitions; increasing the radius of the ABD chamber.

In **the fifth section**, dynamic models of oscillations of a rotor with six degrees of freedom are constructed and numerically analyzed. For the case of a vertical rotor system, linear differential equations of small oscillations are compiled, which reflect the features of the suspension of the rotor machine; for the case of a horizontal rotor system, differential equations free and forced oscillations of the rotor, which take into account the gyroscopic moments and damping oscillations. The influence of spatial and quantitative characteristics of inertial, mass, stiffness, damping factors on the efficiency of liquid self-balancing is established. Based on the analysis of the obtained equations, the ways of improving the designs of experimental installations with vertical and horizontal axis of rotation are formulated to reduce their vibration activity, compliance with which allowed to increase the efficiency of liquid autobalancing up to 50% (vertical system case), up to 30% (horizontal system case). rotation.

Keywords: rotor, balancing, automatic balancing (self-balancing), self-balancing (auto-balancing) device (ABD), balancing efficiency, physical properties of working fluid; dynamics of the process of liquid self-balancing, regime change of the magnitude and direction of the imbalance vector, mass, inertial, rigid, damping factors of rotor systems, vibration resistance, requirements for self-balancing (autobalancing) devices, video recording method, mathematical modeling.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1 Драч І.В., Ройзман В.П. Автоматичне балансування обертових тіл рідиною : монографія. – Хмельницький : ХНУ, 2018. 189 с. *Авторці належить: аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесу автоматичного зрівноваження роторних систем рідинним балансиром.*

2 Drach I., Royzman V., Tkachuk V., Goroshko A. Ensuring the reliability of technical systems: System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies on the Example of Drum Type Washing Machines. *JVE Book Series on Vibroengineering*, Vol. 2, 2018. P. 26–60. *Авторці належить: концепція теоретичного дослідження процесу рідинного автоматичного зрівноваження роторних систем із змінним дисбалансом.*

3 Drach I., Goroshko A. Design methods for reduction of forced vibrations of horizontal rotary machines. *Actual problems of modern science*. Monograph: edited by Matiukh S., Skyba M., Musial J., Polishchuk O. Bydgoszcz, Poland, 2021. P. 451–461. *Авторці належить: аналіз впливу просторових та кількісних характеристик інерційних, масових, жорсткісних, демпферних чинників коливної системи роторної машини з горизонтальною віссю обертання на ефективність рідинного автобалансування.*

4 Драч І.В. Рух робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2008. №5. С. 48–51. (Фахове видання України).

5 Драч І.В. Малі рухи рідини в циліндричній камері автобалансуючого пристрою. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2009. №1. С. 133–136. (Фахове видання України).

6 Ройзман В.П., Драч І.В. Вплив хвилеутворення на вільній поверхні рідини в камері автобалансуючого пристрою на зрівноваженість ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. №2 (63). С.19–23. (Фахове видання України). *Авторці належить: теоретичне доведення існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора з рідинним АБП,*

аналітичні залежності ширини зони нестійкості від ступеня заповнення камери АБП рідиною.

7 Ройзман В.П., Драч І.В. Теоретичне дослідження процесу автоматичного балансування роторів з вертикальною віссю обертання рідкими робочими тілами (випадки ідеальної та в'язкої рідин). *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. №3 (79). С. 50–58. (Фахове видання України). Авторці належить: *аналіз векторних моделей поведінки рідини в камері АБП, які дозволяють розглянути можливі схеми розміщення векторів дисбалансів і прогину системи ротор-рідина.*

8 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Відмінності автоматичного балансування для роторів з горизонтальною і вертикальною осями обертання. // *Зб. наук. праць НАПСУ ім. Б.Хмельницького*, серія: військові та технічні науки. Хмельницький: НАПСУ, 2015. С. 64–67. (Фахове видання України). Авторці належить: *теоретичний і експериментальний аналіз впливу просторових параметрів роторної системи на ефективність рідинного автобалансування.*

9 Ройзман В.П., Драч І.В. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою. Суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2017. №4(87). С. 34–41. (Фахове видання України). Авторці належить: *доведення існування ефективного балансування вертикального ротора в докритичному діапазоні швидкостей обертання на основі аналізу векторних моделей роботи рідинного автобалансира.*

10 Драч І.В. Дослідження роботи рідинного автобалансира: вплив внутрішнього тертя робочої рідини. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 2. С. 29–39. (Фахове видання України).

11 Драч І.В. Динаміка рідинного автобалансира: вплив коріолісових сил. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 3. С. 39–49. (Фахове видання України).

12 Драч І.В. Визначення форми вільної поверхні рідини, що обертається у замкнутій циліндричній порожнині камери автобалансуючого пристрою.

Вібрації в техніці та технологіях. 2018. №2(89). С. 5–15. (Фахове видання України).

13 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №3(90). С. 91–99. (Фахове видання України). Авторці належить: метод випадково-направленого пошуку збалансованого стану ротора, який дозволяє ефективно знижувати вібрації як жорстких, так і пружно-деформівних роторів.

14 Драч І.В., Ткачук В.П. Зниження вібрацій центрифуг цукрової промисловості. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 6. Т.2. С. 27–34. (Фахове видання України). Авторці належить: участь в проведенні досліджень щодо визначення рекомендацій із підвищення вібростійкості центрифуг періодичної дії під час їх роботи; розрахунок конструкції автобалансиру рідинного типу.

15 Ройзман В.П., Драч І.В. Нечітка продукційна модель оцінки визначального параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. 2019. № 2. С. 10–15. (Фахове видання України). Авторці належить: пропозиція застосування нечіткого моделювання для удосконалення методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом.

16 Драч І.В. Задачі оптимізації в дослідженні ефективності роботи рідинного автобалансирувального пристрою. Розрахунок його параметрів. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2020. № 4. Т. 1. С. 119–126. (Фахове видання України).

17 Драч І.В., Горошко А.В., Ткачук В.П. Вплив моментної незрівноваженості та положення центру жорсткості на віброактивність горизонтальних барабанних машин. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2021. № 4. Т. 1. С. 89–95. (Фахове видання України). Авторці належить: математична модель та чисельний аналіз

багатозв'язної коливної системи для основних типів роторних машин з горизонтальною віссю обертання, теоретичне обґрунтування основних вимог до конструювання роторної машини барабанного типу для підвищення її вібробезпечності.

18 Драч І.В. Узагальнена математична модель коливань роторної системи з вертикальною віссю обертання. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2021. № 6. Т. 1. С. 132–142.

19 Автобалансуючий пристрій : пат. UA 34242 U Україна ПМК G 01 M 1/36 (2008.01) № u 2007 14634 ; заявл. 24.12.07, опубл. 11.08.08, Бюл. № 15. *Частка всіх авторів однакова.*

20 Пристрій для автоматичного балансування : пат. UA 55264 U Україна, ПМК (2009) G 01 M 1/00 № u 2010 06498 ; заявл. 28.05.2010 ; опубл. 10.12.2010 ; Бюл. № 23. *Частка всіх авторів однакова.*

21 Пристрій для автоматичного балансування : пат. 128959 (Україна) № u 2018 05452 ; заявл. 16.05.2018 ; опубл. 10.10.2018 ; Бюл. № 9. *Частка всіх авторів однакова.*

22 Спосіб балансування коліс автомобіля на робочій швидкості в умовах експлуатації : пат. 124986 (Україна) № u 2017 11795 ; заявл. 04.12.2017 ; опубл. 25.04.2018 ; Бюл. № 8. *Частка всіх авторів однакова.*

23 Центрифуга з автобалансиром : пат. 129591_2 (Україна) № u201802952_2 ; заявл. 23.03.2018; опубл. 12.11.2018 ; Бюл. № 21. *Частка всіх авторів однакова.*

24 Royzman V., Bubulis A., Drach I. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. *Solid State Phenomena*. 2009. Vol. 141–149. P. 374–379. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.147-149.374>. *Авторці належить: математичне моделювання процесу балансування рідинним автобалансиром, результати верифікації моделей методом швидкісної відеофіксації поведінки робочої рідини в камері АБП.*

25 Drach I., Bubulis A., Mažeika D., Kandrotaitė Janutienė R., Juodvalkis D. Investigation of Small Motions of Liquid in Cylindrical Chamber of Auto-Balancing Device. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 2. P. 248–253. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.2.20402>. Авторці належить: аналітичне дослідження процесу хвилеутворення на поверхні рідини в камері автобалансувального пристрою при нестационарних режимах руху системи.

26 Drach I., Royzman V., Tkachuk V., Pilkauskas K., Cizauskas G., Sulginas A. Operation of Passive Fluid Self-Balancing Device at Resonance Transition Regime. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 6. P. 805–810. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.6.22469>. Авторці належить: теоретичне і експериментальне дослідження роботи пасивного рідинного автобалансувального пристрою за умови проходження ротора через резонанс.

27 Drach I., Royzman V., Bubulis A., Juzėna K. Passive balancing of the rotor with an auto-balancing device with a viscous incompressible liquid. *Mechanika*. 2021. Vol. 27(1). P. 45–51. DOI: <https://doi.org/10.5755/j02.mech.23789>. Авторці належить: аналіз впливу фізичних властивостей робочої рідини на ефективність автоматичного балансування.

28 Drach I., Goroshko A., Dwornicka R. Design Principles of Horizontal Drum Machines with Low Vibration. *Advances in Science and Technology Research Journal (ASTRJ)*. 2021. Vol. 15(2). P. 258–268. DOI :10.12913/22998624/136441. Авторці належить: рівняння коливань багатозв'язної системи бак-барабан на пружних підвісах для основних типів роторних машин з горизонтальною віссю обертання; чисельне моделювання, адекватність результатів якого перевірено на натурному об'єкті.

29 Royzman V., Drach I., Bubulis A. Movement of Working Fluid in the Field of Centrifugal Forces and Forces of Weight. *Mechanika 2016*. 21st International Scientific Conference: Proceedings, 2016. P. 222–224. Авторці належить: аналітичне дослідження руху рідини в камері автобалансира під впливом відцентрових сил і сил ваги.

30 Drach I., Goroshko A. Fluid Behavior in an Auto-balancing Unit Without External Damping. Proceedings of 4th International Conference *On Design, Simulation, Manufacturing: the Innovation Exchange* (DSMIE–2021). June 8–11, 2021, Lviv, Ukraine. Lecture Notes in Mechanical Engineering . 2021. P. 116–125. *Авторці належить: визначення законів розподілу тиску та форми ізобарних поверхонь в робочій рідині АБП, теоретичне і експериментальне доведення недоцільності автоматичного балансування рідиною жорсткого ротора в жорстких опорах.*

31 Royzman V., Drach I. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. 4th Conference *Mechatronic Systems and Materials* (MSM 2008): proceedings, Bialystok. Poland, July 14–17 2008. P. 88–89. *Авторці належить: пропозиція застосування системного підходу до теоретичного дослідження процесу балансування вертикальних роторів рідинним автобалансиром.*

32 Драч І.В., Ройзман В.П., Банах Л.Я., Нікіфоров А.В., Ткачук В.П. Результати дослідження процесу автоматичного балансування (самобалансування) роторів машин рідинними робочими тілами. *Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів* : зб. наук. пр. IX Міжнар. нук.-техн. конф., Шарм ель Шейх (Єгипет), 12–19 грудня 2010 р. – Хмельницький : ХНУ, 2010. С. 53–65. *Авторці належить: математична модель процесу балансування рідинним автобалансиром; метод швидкісної відеофіксації поведінки робочої рідини в камері АБП; участь у проведенні експериментальних досліджень та аналіз отриманих результатів.*

33 Драч І.В. Самобалансування й автоматичне балансування валів, що обертаються. *Наука і освіта* : зб. пр. IX Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 3–10 січня 2016 р. – Хмельницький: ХНУ, 2016. С. 10–14.

34 Драч І.В. Про автоматичне балансування роторів машин: сучасний стан і проблеми. *Сучасні досягнення в науці й освіті* : зб. пр. XI Міжнар. наук.

конф., Іерусалім (Ізраїль), 28 вересня–5 жовтня 2016 р. – Хмельницький: ХНУ, 2016. С. 107–112.

35 Драч І.В., Ромащенко І.В. Результати аналізу сучасного розвитку досліджень рідинного автоматичного балансування роторних систем. *Наука і освіта* : зб. пр. X Міжнар. наук. конф., Рим (Італія), 27 квітня–4 травня 2017 р. – Хмельницький: ХНУ, 2017. С. 12–18. *Авторці належить: узагальнення результатів аналізу сучасного розвитку досліджень рідинного автоматичного балансування роторних систем.*

36 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Вплив кута нахилу осі обертання ротора на ефективність автобалансуючих пристроїв з рідиною. *Сучасні досягнення в науці і освіті* : зб. пр. X Міжнар. наук. конф., Нетанія (Ізраїль), 17–24 вересня 2017 р. – Хмельницький: ХНУ, 2017. С. 83–86. *Авторці належить: аналіз впливу кута нахилу осі роторної системи на ефективність рідинного автобалансування; участь у проведенні експериментальних досліджень та аналіз отриманих результатів.*

37 Драч І.В., Ройзман В.П. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою: суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях* : збірник тез доповідей XVI Міжнар. наук.-техн. конф., м. Вінниця, 26–27 жовтня 2017 р. – Вінниця: ВНТУ, 2017. С. 154–155. *Авторці належить: теоретичне обґрунтування автобалансування ротора балансиrom рідинного типу.*

38 Драч І.В., Ройзман В.П. Пасивне балансування ротора автобалансуючим пристроєм з в'язкою нестисливою рідиною. *Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України* : збірник тез доповідей X Всеукр. наук.-практ. конф., м.Хмельницький, 2 листопада 2017 р. – Хмельницький: НАДПСУ, 2017. С. 612. *Авторці належить: аналіз впливу фізичних властивостей робочих рідин на ефективність рідинного автобалансування.*

39 Драч І.В. Експериментальне дослідження ефективності автобалансування ротора АБП із сипкими робочими тілами. *Наука і освіта* : зб.

пр. ІХ Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина) 4–13 січня 2018 р. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 12–15.

40 Лазебник О.А., Драч І.В. Рідинне пасивне автобалансування для пральних машин барабанного типу. *Наука і освіта* : зб. пр. XII Міжнар. наук. конф., Осло (Норвегія), 1–9 липня 2018 р. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 30–35. *Авторці належить: узагальнення результатів застосування пасивного автобалансування рідинного типу для віброзахисту пральних машин барабанного типу.*

41 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical and experimental research of automatic balancing device. *Agricultural machinery* : VI International scientific congress : proceedings, Burgas, Bulgaria, 25.06–28.06.2018. – Burgas: The Federation of the Scientific Engineering Unions, 2018. Vol. 1. P. 29–32. DOI: <https://hdl.handle.net/20.500.12259/91952> *Авторці належить: аналіз результатів теоретичного і експериментального дослідження процесу зрівноваження ротора рідинним балансиром.*

42 Сапужак О.М., Драч І.В. Особливості перехідних процесів у рідинному автобалансуючому пристрої. *Наука і освіта* : зб. пр. XII Міжнар. наук. конф., Осло (Норвегія), 1–9 липня 2018 р. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 26–30. *Авторці належить: моделювання перехідних процесів у рідинному автобалансувальному пристрої.*

43 Кручинін І.М., Драч І.В. Оцінка потреб у дослідженнях роботи автобалансуючих пристроїв з рідинними робочими тілами. *Сучасні досягнення в науці і освіті*: зб. пр. XI Міжнар. наук. конф., Нетанія (Ізраїль), 3–9 вересня 2018 р. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 131 – 137. *Авторці належить: оцінка основних напрямів досліджень роботи автобалансувальних пристроїв з рідинними робочими тілами у вигляді літературного картографування.*

44 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом. *Вібрації в техніці та технологіях* : збірник тез доповідей XVI Міжнар. наук.-техн. конф., м.Львів, 11–12 жовтня 2018 р. – Львів: ЛНУ «Львівська політехніка», 2018. С.

51–53. *Авторці належить: обґрунтування параметрів методу підвищення вібростійкості роторної машини - методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора.*

45 Драч І.В., Ткачук В.П. Пакліна Ю.С. Нечітка продукційна модель оцінки параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. *Наука і освіта* : зб. пр. XII Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 4–13 січня 2019 р. – Хмельницький: ХНУ, 2019. С. 83–88. *Авторці належить: нечітка продукційна модель оцінки параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора.*

46 Драч І.В. Парето оптимізація в задачі проектування пральних машин. *Сучасні досягнення у науці та освіті* : зб. пр. XIV Міжнар. наук. конф., Нетанія (Ізраїль), 26 вересня–3 жовтня 2019 р. – Хмельницький: ХНУ, 2019. С. 175–178.

47 Хомяк Б.В., Драч І.В. Розрахунок параметрів рідинних автобалансувальних пристроїв. *Актуальні проблеми комп'ютерних наук* : зб. пр. XII Всеукр. наук.-практ. конф. АПКН–2020 – Хмельницький: ХНУ, 2020. Т.1. С. 328 – 332. *Авторці належить: методика розрахунку оптимальних конструктивних параметрів АБП рідинного типу та програмне забезпечення для її реалізації.*

48 Драч І.В. Класичний підхід до обґрунтування самоцентрування системи «вал–рідинний АБП». *Наука і освіта* : зб. пр. XII Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 4–11 січня 2021 р. – Хмельницький: ХНУ, 2021. С. 30–35.

49 Горошко А. В., Драч І. В., Ковтун І. І., Петрашук С. А. Вплив конструктивних параметрів пружно-в'язких елементів машин барабанного типу з горизонтальною віссю обертання на їх віброактивність. *Modern Achievements of Science and Education* : XVI International Conference. Netanya, Israel, November 01–08, 2021. – Хмельницький : ХНУ, 2021. С. 103–108. *Авторці належить: аналітичне та чисельне визначення впливу конструктивних параметрів пружно-в'язких елементів машин барабанного типу з горизонтальною віссю обертання на їх вібростійкість.*

50 Драч І. В., Горошко А. В. Моделювання віброактивності машини барабанного типу з вертикальною віссю обертання. *Наука і освіта* : зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 4–11 січня 2022 р., – Хмельницький : ХНУ, 2022. С. 157–161. *Авторці належить: динамічна модель вібростійкості машини барабанного типу з вертикальною віссю обертання, аналіз результатів її чисельного дослідження.*

51 Драч І. В. Оцінка швидкості залучення в процес обертання робочої рідини у камері автобалансира для вертикальної роторної системи. *Наука і освіта* : зб. праць XVI Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 4–11 січня 2022 р., – Хмельницький : ХНУ, 2022. С. 131–136.

52 Ройзман В.П., Драч І.В. Исследования процесса жидкостной автобалансировки роторов с изменяющимся дисбалансом. *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2010. № 4. С. 79–84. *Авторці належить: теоретичне обґрунтування існування рідинного автобалансування на до критичному діапазоні швидкостей обертання роторів зі змінним дисбалансом.*

53 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical And Experimental Research Of Automatic Balancing Device. *Machines. Technologies. Materials*. 2018. Vol. 12. Issue 5. P. 200–203. DOI: <https://stumejournals.com/journals/mtm/2018/5/200>. *Авторці належить: аналітичне дослідження на стійкість нестационарних процесів спільних переміщень системи ротор – АБП – робоча рідина.*

ЗМІСТ

	С.
Перелік умовних позначень	26
Вступ.....	27
1 Сучасний стан проблеми автоматичного балансування: основні тенденції та перспективи розвитку	39
1.1 Автобалансування роторів: проблеми, методи та засоби	40
1.2 Основні вимоги до автобалансувальних пристроїв.	
Аналіз об'єктів дослідження.....	44
1.2.1 Розвиток практики автоматичного балансування пасивними АБП.....	46
1.2.2 Аналіз результатів теоретичних досліджень роботи пасивних АБП. Стратегічні напрями сучасних досліджень	57
1.2.3 Класичний підхід до розв'язання задачі рідинного балансування	69
1.2.3.1 Стаціонарне обертання незрівноваженого ротора, частково заповненого рідиною при дії сил зовнішнього тертя.....	70
1.2.3.2 Стаціонарне обертання незрівноваженого ротора з рідинним автобалансувальним пристроєм при дії сил зовнішнього тертя й зовнішнього моменту	74
1.2.3.3 Дослідження стійкості стаціонарного обертання незрівноваженого ротора з рідинним автобалансувальним пристроєм на гнучкому валу.....	76
1.2.3.4 Важливі наслідки класичного підходу до обґрунтування самоцентрування системи вал-пасивний АБП	80
Висновки до розділу	84
2 Теоретичні дослідження руху балансувальної рідини в камері АБП.....	88
2.1 Визначення умов якісних станів руху робочої рідини в камері АБП ...	92
2.1.1 Рівняння вільної поверхні рідини при обертанні в камері АБП...	92

2.1.2	Оцінка кутової швидкості включення робочої рідини в обертний рух для вертикальної роторної системи	95
2.1.3	Оцінка розподілу швидкостей в об'ємі в'язкої робочої рідини в процесі обертного руху вертикальної роторної системи.....	99
2.1.4	Оцінка часового інтервалу включення в обертання робочої рідини для вертикальної роторної системи.....	102
2.1.5	Оцінка кутової швидкості включення робочої рідини в обертання для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту	109
2.2	Інерційні збурення руху рідини в камері АБП	122
2.2.1	Збурення руху радіальною і тангенціальною складовими відцентрової сили інерції.....	127
2.2.2	Збурення руху осьюовою складовою відцентрової сили інерції...	129
2.2.3	Збурення руху радіальною складовою сили інерції Коріоліса ...	130
2.2.4	Збурення руху осьюової складової сили інерції Коріоліса	131
2.3	Вплив хвилеутворення на поверхні рідини в камері рідинного автобалансувального пристрою	139
2.4	Визначення умов ефективного балансування рідиною	147
2.4.1	Узагальнена оцінка кутової швидкості обертання ротора, за якої відбувається ефективне балансування рідиною.....	147
2.4.2	Оцінка ефективності балансування рідинним АБП, її аналіз на основі теорії екстремальних задач з параметром	158
2.5	Рух робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги	165
2.5.1	Рух рідини без урахування демпфірування.....	165
2.5.2	Рух рідини з урахування демпфірування	169
2.5.3	Рух рідини з урахуванням кута нахилу камери відносно лінії горизонту	170
	Висновки до розділу	173
3	Експериментальні дослідження балансування ротора рідинним АБП.....	176

3.1 Обладнання та методика досліджень	177
3.2 Методика швидкісної відеофіксації для дослідження руху робочої рідини в камері АБП	199
3.3 Емпірична оцінка кутових швидкостей включення робочої рідини в обертовий рух і в процес ефективного автобалансування	203
3.4 Оцінка умов виникнення хвильового процесу на поверхні рідини при проходженні ротора через резонанс	212
Висновки до розділу	217
4 Оцінювання та забезпечення ефективності рідинного пристрою прямої дії для автоматичного балансування ротора	219
4.1 Метод визначення оптимальних параметрів рідинного автобалансира	220
4.2 Верифікація методу визначення оптимальних параметрів АБП	225
4.3 Чинники, що впливають на точність та ефективність балансування при використанні рідини як коригувальної маси	227
4.3.1 Експериментальне доведення гіпотези про існування достатнього об'єму рідини для ефективного балансування роторної системи.....	229
4.3.2 Оцінка впливу масових сил та сил внутрішнього тертя робочої рідини на точність автобалансування	235
4.3.3 Забезпечення результативності та ефективності автобалансування збільшенням радіуса камери балансувального пристрою.....	243
4.3.4 Ефективність автоматичного балансування при застосуванні декількох камер.....	246
4.3.5 Оцінка впливу сили ваги на процеси зрівноваження в рідинних автобалансирувальних пристроях	250
4.3.6 Дослідження ефективності балансування рідинним АБП з перегородками.....	254
Висновки до розділу	256
5 Оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних	

і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування	258
5.1 Коливання дослідної установки з вертикальною віссю обертання	263
5.1.1 Основні припущення й обмеження моделі	263
5.1.2 Рівняння руху коливної системи дослідної установки	266
5.1.3 Аналіз системи диференціальних рівнянь	269
5.1.4 Оцінка впливу зміни динаміки вертикальної роторної системи на ефективність автобалансування	277
5.2 Коливання дослідної установки з горизонтальною віссю обертання .	281
5.2.1 Основні припущення й обмеження моделі	281
5.2.2 Рівняння руху коливної системи дослідної установки	284
5.2.3 Аналіз лінійних диференціальних рівнянь руху	288
5.2.4 Оцінка ефективності автобалансування при зміні динаміки роторної системи з горизонтальною віссю обертання	300
Висновки до розділу	307
Загальні висновки по роботі.....	310
Список використаних джерел	314
Додаток А.....	338
Додаток Б	347
Додаток В.....	358
Додаток Г	367
Додаток Д.....	370

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АБП	– автобалансувальний пристрій;
КМ	– коригувальна маса;
A	– кут нахилу осі ротора до лінії горизонту;
ρ	– густина рідини;
μ	– коефіцієнт внутрішнього тертя або динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;
$\nu = \mu/\rho$	– кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини;
M	– маса ротора з АБП без рідини;
m	– маса рідини;
R	– радіус циліндричної порожнини (АБП);
R_0	– радіус вільної поверхні рідини;
h	– висота циліндричної порожнини (АБП);
V	– об'єм рідини;
e	– ексцентриситет центра мас рідини в системі «вал – АБП – рідина»;
e_0	– ексцентриситет (відстань між центром мас ротора і центром вала);
$\bar{D}_0 = \bar{e}_0 \cdot M$	– дисбаланс ротора;
$\bar{D} = m \cdot \bar{e}$	– дисбаланс рідини;
$\bar{D}_c = (M + m) \cdot \bar{e}_c$	– сумарний дисбаланс системи «вал – АБП – рідина»;
N, T	– нормальна і тангенціальна складові відцентрової сили F ;
ϑ	– логарифмічний декремент затухання коливань;
$2n$	– коефіцієнт зовнішнього опору;
$\text{tg}(\delta)$	– тангенс фазового кута між площиною прогину і площиною дисбалансу;
α^*	– кут, який відповідає положенню рівноваги рідини;
k	– відношення дисбалансів ротора і рідини;
f	– прогин;
R_0	– радіус вільної поверхні рідини;
$\omega/\omega_{кр}$	– відносна кутова швидкість;
λ^*	– коефіцієнт, що характеризує ефективність балансування;
$\omega_{кр}$	– критична кутова швидкість ротора;
ω	– поточна кутова швидкість ротора;
M^*	– маса ротора і коливної системи дослідної установки;
АЧХ	– амплітудно-частотна характеристика;
$D = \ d_{ij}\ _{6 \times 6}$	– матриця коефіцієнтів демпфування;
$C = \ c_{ij}\ _{6 \times 6}$	– матриця коефіцієнтів жорсткості;
$G = \ g_{ij}\ _{6 \times 6}$	– матриця гіроскопічних коефіцієнтів;
$M = \ m_{ij}\ _{6 \times 6}$	– матриця інерційних коефіцієнтів;
$Q = \ q_{ij}\ _{6 \times 1}$	– матриця-стовпець узагальнених координат;
$F = \ f_{ij}\ _{6 \times 1}$	– матриця-стовпець узагальнених силових факторів.

ВСТУП

Актуальність теми. Відомо, що будь-яке обертове тіло, зокрема, і ротор не породжує обумовлене рухом (динамічне) навантаження опор, тобто не надає ніякої змінної збудовальної дії на опори, коли вісь обертання збігається з однією з головних його осей інерції [1]. Однак, через неточність обробки й складання, неоднорідність матеріалу при виготовленні ротора, через деформацію (викривлення), зношування й локальне руйнування при його роботі точне суміщення осі інерції з віссю обертання ротора не забезпечується. Відповідно виникаюча через це «статична» незрівноваженість або усувається в процесі технологічної операції – балансування, або компенсується прямо в процесі експлуатації без зупинки ротора механізмами автоматичного зрівноважування [2, 3].

За даними [4] основними першопричинами виникнення вібрацій в роторних машинах є: незрівноваженість (50%), незадовільне центрування (30%), механічні (крім центрування), електричні та інші дефекти (20%). При цьому покращення точності балансування на 10% підвищує приблизно так само його корисну потужність за рахунок зменшення енергії, що витрачається на даремну вібрацію, подовжує термін служби агрегату на більш ніж 25%, нормалізує умови праці операторів, знижує віброшумове забруднення навколишнього середовища [4]. Усе це підтверджує, що боротьбу за вібростійкість машин слід починати зі зменшення дисбалансів їх роторів.

Характерним для сьогодення є стрімке поширення техніки зі швидкохідними роторами, тобто з такими, динамічний прогин яких перевищує статичний і повинен враховуватися при балансуванні [5].

В основу стандартних методів зрівноважування гнучких роторів [6-8] покладена ідея А.Мельдаля про балансування їх за власними формами коливань. Вона полягає в тому, що: оскільки власні форми коливань мають властивість ортогональності, то зрівноважувальні вантажі, які внесені на одному із критичних режимів, не будуть збуджувати коливань на іншому

критичному режимі. Отже, ротор може бути зрівноважений на всіх критичних режимах, що потрапляють у робочий діапазон.

Слід зазначити, що розподіляти вантажі і/або видаляти «надлишкову» масу уздовж осі ротора часто не є можливим через складність конструкції агрегату [8, 9], тому звичайні способи балансування не завжди практично здійсненні. Разом з тим підвищення ефективності й точності балансування має сенс лише тоді, коли ротор здатний зберігати в робочих умовах первісну зрівноваженість. На практиці нерідко зрівноваженість ротора, що досягнута ціною великих зусиль, порушується навіть після заводських випробувань. Причини розбалансування роторів у робочих умовах [8, 10] різні – вплив температурного поля, осьові сили, розкриття стиків (тобто нестабільність конструкції), зміна розподілу мас (подовження лопаток і дисків, розхитування й відрив лопаток) й інше. Боротьба з розбалансуванням ротора в процесі експлуатації ведеться за двома основним напрямками. По-перше, поліпшується стабільність конструкції [10, 11], тобто раціонально проробляється з'єднання робочих коліс між собою, ретельно підбирається матеріал і посадка робочих коліс і втулок, обґрунтовано обираються натяги, чистоти поверхонь і точності виготовлення, важливе значення має однорідність матеріалу деталей та інше. По-друге, розробляються методи й засоби балансування швидкохідних роторів на ходу (без зупинки машини) [5], для яких неважливим є походження дисбалансу й зміна його величини в часі та в просторі, оскільки він компенсується автоматично [2, 3]. Доцільність автобалансування ротора стає очевидною в тих випадках, коли дисбаланс є стохастичним (постійно і/або швидко змінюється через особливості роботи машини) або коли зупинка ротора пов'язана із значними витратами.

Автобалансувальні системи поділяються на два типи: активні й пасивні [5, 6]. В активному автобалансувальному пристрої (АБП) коригувальні маси переміщуються примусово, у пасивному – вільно під дією внутрішніх сил, їх робота здійснюється за рахунок енергії самого ротора.

Найбільш вивченими серед пасивних автобалансувальних пристроїв є механічні, але вони мають ряд своїх загальних недоліків і поки не знаходять

широкого застосування в техніці [5, 12-14]. Їм властива шумність роботи та їх коригувальні вантажі (кільця, кулі, сегменти, маятники) діють на ротор або на елементи самого АБП зі значними силами [14]. Це пояснюється тим, що центри мас коригувальних вантажів у цих пристроях завжди перебувають на певній відстані від поздовжньої осі ротора. Звідси виникають динамічні (відцентрові, що переходять у контактні) навантаження від балансувальних вантажів, які викликають зношування робочих поверхонь – поверхонь контакту й тертя – на роторі або на елементах АБП, навіть за відсутності дисбалансу ротора. У свою чергу наслідки зношування значно знижують чутливість коригувальних мас до зміни дисбалансу й збільшують залишковий (початковий) дисбаланс ротора [5, 15]. Рідинні пасивні пристрої автоматичного зрівноважування не мають цих недоліків і є найдешевшими у виробництві. Однак, вони вивчені меншою мірою й, зокрема, через це застосовувані ще рідше. Пристрої автобалансування, виконані на основі порожнин, частково заповнених рідиною, є пасивними регуляторами прямої дії й не вимагають підведення енергії й створення систем керування для переміщення рідких коригувальних мас [16].

Проблемами автоматичного балансування роторів машин пасивними АБП у різний час займались Леблан Мауріс (1916) [17], Сірл Ернест Л. (1932) [18-20], Даєр Джон (1945) [21], Ларрі Дж. (1955) [22], Ден-Гартог Дж. П. (1960) [23]. Відомими у галузі автобалансування і віброзахисту роторів є наукові школи Гусарова А.О. (Діментберг Ф.М., Каплунов С.М., Шаталов Л.М., Нікіфоров А.М.), Нестеренка В.П. (Соколов О.П., Замятін В.М., Пашков Є.М., Дубовик В.О.), Ройзмана В.П. (Малигін О.В., Чоловський Р.Г., Ткачук В.П.), Урбіоли-Сото Л., Марлона Веслея, Сузукі С. Найбільший внесок у дослідження явища автобалансування в останні роки вніс професор Філімоніхін Г.Б., проте, він займається виключно механічними АБП.

Динаміці рідинного автобалансувального пристрою у застосуванні для побутових пральних машин присвячено ряд робіт, які засновані на теоретичних підходах Сірла (підґрунтям яких є явище самоцентрування ротора): Конрад (1994) [24] проаналізував АБП з декількома камерами у вигляді послідовних концентричних кільцевих порожнин, що мало забезпечити збільшення

балансувальних властивостей рідини; Сузукі та ін. [25] (2001) розробили чисельну модель розподілу мас у пральній машині із рідинним балансиrom; Моріо й Ютака [26] (2002) дали оцінку силі, створюваній рідинним балансиrom за спостережуваними значеннями навантаження для всієї конструкції, що обертається; Бає [27] (2002) побудував рівняння руху сучасних вертикально-радіальних пральних машин із рідинним АБП, однак, камера і барабан, які обертаються, були представлені як два жорстко зв'язані жорсткі елементи, що обмежило рухи камери і барабана; Джанг [28] (2008) запропонував рідинний АБП з перегородками, для перевірки ефективності було застосовано метод розрахунку динаміки руху рідини; Урбіолою [29] (2011) вперше показані експериментальні та аналітичні дані для розуміння потоку рідини всередині балансувальної кільцевої камери та взаємодії його з перегородками; Ленгтьєм [30] (2013) зазначив демпфувальний ефект робочої рідини в камері АБП, який продукується зворотною хвилею; у статті Бобо Лі та ін. [31] (2018) розглянуто динамічну стійкість жорсткого ротора з рідинним АБП.

Загальна класична теорія пасивних АБП (зокрема, і рідинного типу) містить низку невирішених фундаментальних проблем, таких як:

- 1) не існує фундаментального підходу до вивчення роботи рідинного АБП на всьому діапазоні кутових швидкостей;
- 2) як наслідок, не існує методів визначення умов настання автобалансування, зокрема, на докритичному діапазоні кутових швидкостей руху ротора;
- 3) в основу принципу роботи усіх пасивних АБП покладено явище самоцентрування ротора, що відбувається в закритичному діапазоні швидкостей обертання незалежно від наявності робочих тіл (рідини) в камері АБП.

Є також принципові недоліки у методологічному підході до дослідження процесу зрівноваження та віброзахисту ротора рідинним АБП. Для таких досліджень застосовується кінетостатичний або квазістатичний метод, який ґрунтується на припущеннях: перехідні процеси на рух ротора з АБП майже не впливають і тому рух системи подається як обертання навколо осі жорсткого

тіла; корегувальна рідина дуже повільно реагує на сили, що на неї діють, і зрештою приходиться до положення відносної рівноваги лише в закритичному діапазоні частот обертання системи. Відповідно до цих припущень замість гідродинамічних рівнянь руху ротора з рідинним АБП складаються рівняння кінестатики. За результатами цього підходу всі пристрої з рідиною працездатні на швидкостях, більших за критичну. Практичний досвід застосування рідинних АБП свідчить, що в реальних системах теоретичні висновки не підтверджуються.

Також встановлено наявність технологічних та геометричних параметрів, вплив яких на ефективність автобалансування може бути суттєвим. До таких параметрів належать: форма вільної поверхні робочої рідини; кут нахилу осі ротора до лінії горизонту; фізичні властивості рідини (густина, в'язкість); особливості хвильових процесів на поверхні рідини, динамічні характеристики ротора, що зрівноважується, та інші. Відсутні методи врахування цього впливу, його ступінь не визначена і вони не знайшли свого відображення у відповідних аналітичних залежностях.

Вказані недоліки класичного підходу до дослідження самозрівноваження роторів балансиrom рідинного типу, та істотна неповнота теорії методу автоматичного балансування рідинним АБП стосується найбільш загальних, фундаментальних питань щодо вібростійкості та зрівноваження роторів автобалансирами такого типу, що стримує розробку, експлуатацію і розширення галузей застосування цих пристроїв. Надолуження неповноти є актуальною науковою проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась у відповідності до державних і науково-технічних програм за пріоритетними напрямками розвитку науки та техніки України та відповідає положенням Закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні» від 08.09. 2011р. № 3715-VI та постанови Кабінету Міністрів України від 28.12.2016 р. №1056 «Деякі питання визначення середньострокових пріоритетних напрямів інноваційної діяльності галузевого рівня на 2017–2021 рр.». Дисертаційне дослідження виконано згідно з

пріоритетним напрямом фундаментальних наукових досліджень, в рамках таких науково-дослідних робіт Хмельницького національного університету: «Дослідження динаміки горизонтальних роторних машин і створення систем превенції (попередження) їх дефектів» (2007–2008, № держреєстрації 0107U003780); «Дослідження динаміки і зниження вібрацій роторних машин з врахуванням гідродинамічної взаємодії їх елементів» (2009–2010, № держреєстрації 109U005846); «Поглиблене дослідження явища автоматичного балансування рідиною і його застосування для зрівноваження деталей з горизонтальною віссю обертання» (2009–2010, № держреєстрації 0109U000517), «Розробка теорії та практики автоматичного зрівноваження обертових тіл рідинними і сипкими матеріалами без підведення енергії та керування рухом» (2016–2018, № держреєстрації 0116U001547, авторка є відповідальним виконавцем); «Наукові основи перетворення критичних обертів в некритичні, резонансних частот в нерезонансні і критичних сил по Ейлеру в некритичні в виробках військової і невійськової техніки» (2020–2022, № держреєстрації 0120U102067); науково-дослідних робіт за договором про дружню співпрацю з ПАТ «Геофіпольський цукровий завод» – «Зниження віброактивності центрифуг для відокремлення кристалів сахарози» (2017–2018, № держреєстрації 0117U001171, авторка є відповідальним виконавцем); з ДП «Новатор» (м. Хмельницький) – «Розробка методики розрахунку параметрів рідинних автобалансирувальних пристроїв» (2019–2020, № держреєстрації 0119U102791, авторка є науковим керівником).

Мета і завдання дослідження. *Метою* дисертаційного дослідження є розвиток наукових основ автоматичного зрівноваження роторів машин балансиром прямої дії рідинного типу для підвищення ефективності їх функціонування та забезпечення вібростійкості обертових елементів машин шляхом комплексного вивчення динамічних процесів системи ротор–рідинний баланsir та визначення оптимальних параметрів автобалансирувальних пристроїв.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких *завдань*:

– провести теоретичне дослідження динаміки роторної системи з автобалансиром рідинного типу на основі комплексної математичної моделі рідинного АБП, що включає гідродинамічну задачу обертання циліндричної порожнини частково заповненої рідиною, задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП;

– провести моделювання режимів руху (якісних станів) робочої рідини в камері АБП; обґрунтувати оцінки кутових швидкостей обертання роторної системи, за яких відбувається включення робочої рідини в рух і в ефективне автобалансування в докритичному діапазоні кутових швидкостей;

– проаналізувати збурення відносного руху рідини в камері АБП, що обумовлені об’ємними переносною і коріолісовою силами інерції; визначити викривлення полів швидкостей, тисків і вільної поверхні рідини; дослідити резонансні явища в потоці робочої рідини; надати фізичне пояснення одержаним результатам, які необхідно враховувати при конструюванні відповідних автобалансувальних пристроїв;

– обґрунтувати існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною;

– обґрунтувати оцінку ефективності автоматичного балансування рідинним АБП залежно від просторового положення роторної системи і конструкції автобалансувального пристрою, фізичних властивостей робочих рідин;

– проаналізувати вплив сили ваги і кута нахилу осі ротора з камерою АБП відносно горизонтального розташування на рух рідини, отримати аналітичні залежності величини залишкових прогинів від кута нахилу;

– розробити метод визначення оптимальних параметрів автобалансувального пристрою, який враховує наявність достатнього об’єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи, кут нахилу осі ротора, геометричні параметри АБП і фізичні властивості робочої рідини;

– розробити розрахунково-експериментальний метод оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного самозрівноваження;

– розвинути експериментальні методи та засоби дослідження поведінки робочої рідини в камері АБП і процесу автоматичного балансування роторних систем з різним просторовим положенням осі обертання, провести експериментальні дослідження та здійснити верифікацію математичних моделей і перевірку адекватності результатів теоретичних досліджень.

Об’єкт дослідження – процес зрівноваження роторів машин пасивними автобалансувальними пристроями рідинного типу.

Предметом дослідження є методи аналізу динаміки системи ротор–рідинний автобалансир і оцінка впливу резонансних явищ в потоці робочої рідини та конструктивних параметрів АБП на автоматичне зрівноваження роторів машин із змінним дисбалансом.

Методи досліджень мають за основу наукові положення динаміки машин, теорії коливань і гідродинаміки. Теоретичні дослідження процесу автобалансування виконані за допомогою методів системного аналізу та математичного моделювання із застосуванням аналітичних та чисельних методів; дослідження руху рідини в камері АБП здійснювались з використанням методів аналітичного моделювання і прикладної математики, що ґрунтуються на засадах теорії стійкості. Для реалізації математичних моделей використано ПП: MathCAD, MATLAB. Експериментальні дослідження роботи рідинного АБП проводились на спеціально розроблених стендах з віброапаратурою із застосуванням методу швидкісної відеофіксації. Обробка результатів експериментальних досліджень з виміром розмаху коливань вільного краю ротора дослідної установки реалізована методами математичної статистики за допомогою вбудованих функцій MS Excel.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розвитку наукових основ пасивного балансування прямої дії рідинного типу з оптимальними параметрами конструкції автобалансувального пристрою для забезпечення вібростійкості обертових елементів машин із змінним дисбалансом. Зокрема:

уперше:

– теоретично обґрунтовано існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною, що дає змогу враховувати вплив малих збурень потоку, викликаних обертанням камери, при конструюванні АБП з рідинним робочим тілом;

– запропоновано науково-обґрунтовані умови настання автобалансування з огляду на векторні співвідношення силових чинників, які враховують рух рідини в роторній системі з АБП, що дає змогу визначати діапазони кутових швидкостей обертання ротора, за яких відбувається зменшення вібрації залежно від кута нахилу осі роторної системи і конструкції автобалансувального пристрою;

– із застосуванням теорії екстремальних задач з параметром науково обґрунтовано оцінювання ефективності автоматичного балансування рідинним АБП, що дало змогу визначити його оптимальні параметри, які враховують наявність достатнього об'єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи, просторове положення осі ротора, геометричні параметри АБП і фізичні властивості робочої рідини;

– уточнено вплив пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного авто балансування; запропоновані рішення щодо покращення вібростійкості роторних систем з автобалансином рідинного типу за рахунок оптимального компонування їх конструкцій дають змогу підвищити ефективність самозрівноваження до 50% для вертикальної та до 30% для горизонтальної роторних систем;

удосконалено:

– оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування. Суть новизни полягає у чисельному аналізі узагальнених динамічних моделей машин зі змінним дисбалансом ротора з вертикальною та горизонтальною осями обертання з шістьма ступенями вільності з урахуванням зв'язаності коливань за усіма узагальненими координатами; розрахунку

параметрів коливань дослідних установок та наступному зіставленні розрахункових основних характеристик динамічного процесу коливних систем із отриманими експериментально, що дає змогу підвищити вібростійкість роторів і, отже, вдосконалити конструкції;

набула подальшого розвитку:

– теорія зрівноваження та віброзахисту роторів машин пасивними автобалансирами рідинного типу на основі комплексного підходу до математичного моделювання процесу автоматичного балансування роторів рідинним балансиrom прямої дії, яка, на відміну від існуючих, охоплює гідродинамічну задачу обертання частково заповненої рідиною циліндричної порожнини, задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП, що дало змогу розробити методологію зрівноваження та вібростійкості роторів пасивними АБП рідинного типу.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що результати роботи дозволяють для широкого класу машин з пружно-деформівним ротором, ротором на пружних опорах (де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора) обирати певний тип рідинного АБП (однокамерний, багатоканерний, з перегородками); розраховувати основні параметри АБП (геометричні розміри пристрою, достатній об'єм і фізичні властивості робочої рідини); визначати діапазон кутових швидкостей, за яких відбувається автобалансування; оцінювати вплив пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування. Встановлено, що запропоновані у роботі рішення щодо підвищення вібростійкості роторних машин за рахунок оптимальної компоновки конструкції роторної системи дають змогу суттєво підвищити ефективність рідинного автобалансування.

Здійснено впровадження результатів наукових досліджень у вигляді нових конструкцій АБП та розроблених методик на ПАТ «Геофіпольський цукровий завод» для покращення вібростійкості центрифуг періодичної дії (акт від 20.12.2018); на ДП «Красилівський агрегатний завод» для зниження

вібрацій відцентрового радіального вентилятора витяжної системи (акт від 10.02.2022); на ТДВ «Завод АДВІС» (м. Хмельницький) (акт від 25.06.2021) і ТОВ НВФ "АДВІСМАШ" (м. Хмельницький) (акт від 23.11.2021) для підвищення вібростійкості промислових пороховентилаторів ВЦП-6-45 і компресорів TREK 22L; у вигляді рекомендацій для підвищення вібростійкості роторного устаткування лічильників води, при їх проектуванні та удосконаленні існуючих моделей на ДП «НОВАТОР» (м. Хмельницький) (акт від 16.02.2021).

Наукові положення дисертації впроваджені у навчальний процес Хмельницького національного університету, зокрема, у лекційних курсах, лабораторних заняттях та курсовому проектуванні з навчальних дисциплін «Математичне моделювання динамічних систем» і «Математичне моделювання економічних і природничих процесів», а також при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт студентами спеціальності 113 – прикладна математика (акт від 24.12.2021).

Особистий внесок здобувачки. Основні теоретичні та експериментальні результати дисертаційної роботи отримано здобувачем самостійно. У технічних рішеннях частка усіх співавторів однакова. В наукових працях, опублікованих у співавторстві, авторці дисертації належать: у [35, 43] – узагальнення результатів аналізу розвитку сучасних досліджень рідинного автоматичного балансування роторних систем; [1, 2, 24, 31, 32, 37, 41, 52] – теоретичне і експериментальне обґрунтування ефективності рідинного автобалансування роторів зі змінним дисбалансом; у [7, 9, 29, 30, 33, 34, 37] – результати моделювання роботи АБП рідинного типу; у [8, 27, 36, 38] – теоретичне і експериментальне визначення чинників, що мають вплив на ефективність автобалансування; у [6, 25, 42, 53] – проведення моделювання перехідних процесів у рідинному автобалансувальному пристрої; у [47] – теоретичне обґрунтування методу визначення оптимальних параметрів АБП; у [3, 17, 28, 49] – теоретичне обґрунтування розрахунково-експериментального методу оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування; у [14, 40, 50] – запропоновано застосування пасивного автобалансування для

зрівноваження роторів відцентрових машин; у [13, 15, 44, 45] – запропоновано альтернативні методи підвищення вібростійкості роторних машин.

Апробація результатів дисертації здійснена на наукових конференціях: 4th Conference Mechatronic Systems and Materials – MSM 2008 (Bialystok (Poland), 2008), «Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів» (м. Шарм ель Шейх, Єгипет, 2010); «Сучасні досягнення в науці і освіті» (м. Нетанья, Ізраїль, 2011, 2017 – 2022); «Наука і освіта» (Хайдусобосло (Угорщина), 2016, 2018, 2019, 2021, 2022; Рим (Італія), 2017; Осло (Норвегія), 2018); «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Вінниця, 2017; м. Львів, 2018); на всеукраїнській науково-практичній конференції «Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України» (м.Хмельницький, 2017); на VI International Scientific Congress Agricultural Machinery (Burgas (Bulgaria), 2018); 4th International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange – DSMIE 2021 (Lviv, Ukraine).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 53 наукові праці, з них – 1 – монографія у співавторстві; 2 публікації – розділи у монографіях, що опубліковані у закордонних виданнях; 15 – статей у журналах, що входять до переліку фахових видань України; 5 патентів на корисну модель; 5 статей у журналах, що реферуються науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus; 2 публікації – матеріали доповідей на міжнародних конференціях у виданнях, що реферуються науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus; 21 – матеріали наукових конференцій; 2 – статті у закордонних журналах.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, змісту, вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи становить 377 сторінок друкованого тексту, з них: анотація – на 20 стор., зміст – на 4 стор., основний текст – на 287 стор., список із 231 найменування – на 24 стор., додатки – на 40 стор. Дисертація містить 102 рисунки та 8 таблиць.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ АВТОМАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ: ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ

Сучасному приладо- і машинобудуванню властива тенденція неперервного збільшення швидкості обертання роторів. Тому проблема зрівноваження машин і приладів набуває зараз виключно важливого значення. Від якості зрівноваження залежить не тільки загальний рівень вібрацій машин і механізмів, але також ресурс і надійність їх роботи, інтенсивність і характер зношення підшипників і кінематичних пар і, нарешті, точність виконання технологічного процесу [5].

Забезпечення низького рівня вібрацій роторних машин є однією з головних умов їх якості та надійності. Зазвичай, для таких машин застосовуються відомі методи статичного та динамічного балансування. Однак, існує великий клас машин (пральні машини, медичні центрифуги, сепаратори та інші), в яких дисбаланс постійно змінюється під час експлуатації або від пуску до пуску машини і для них зазначених методів балансування недостатньо. Для таких машин найбільш дієвим є автоматичне балансування або самобалансування, в ході якого пасивні зрівноважувальні тіла відслідковують зміну дисбалансу і намагаються своїм рухом зберігати зрівноваженість. Такий метод балансування є важливими та потрібними для практики, оскільки він не потребує знання форм коливань роторів [31].

Також інколи первісне балансування в процесі роботи приладу або машини порушується і не задовольняє вимоги до допустимого залишкового дисбалансу. За виникнення шкідливих явищ зазвичай робочий процес зупиняють і здійснюють добалансування або заміну ротора [32]. Однак, у деяких випадках потрібно проводити балансування без зупинки ротора. Для цього в техніці також активно застосовуються пристрої автоматичного балансування роторів [5, 33]. Їх розробка та застосування мають не тільки

важливе технічне й економічне значення, а останнім часом, у зв'язку зі збільшенням робочих частот обертання машин, - значне екологічне і соціальне.

Це дослідження акцентується на всебічному вивченні процесу автоматичного балансування – технологічного процесу суміщення головної центральної осі інерції ротора з віссю його обертання, що здійснюється за допомогою автобалансувальних пристроїв (АБП), під якими розуміють пристрої, що автоматично на ходу зменшують дисбаланс ротора в експлуатаційних умовах [6], коригувальними масами яких є рідини.

1.1 Автобалансування роторів: проблеми, методи та засоби

У процесі виготовлення машин у результаті неточності обробки і складання деталей, неоднорідності щільності матеріалу й інших факторів практично неможливо уникнути виникнення незрівноваженості роторів, тобто стану, що характеризується таким розподілом мас, який під час обертання викликає додаткові навантаження на опори ротора, а в разі виникнення динамічної незрівноваженості – прогин його осі [34].

Дисбаланс ротора будь-якої конструкції в кожній з площин корекції є векторною сумою трьох складових: конструкційної, технологічної та експлуатаційної. Дві перші з них є наслідком неправильних конструювання деталей, процесів їх виготовлення та збирання у вузли [35, 36]. Сума цих складових визначає початковий дисбаланс ротора і успішно може бути зведена до допустимих для цього класу машин величин за допомогою сучасних методів і засобів балансування.

Експлуатаційна складова дисбалансу (зміна положення центру мас ротора) може бути обумовлена різними причинами: структурними перетвореннями в матеріалі, які змінюють розміри та форми деталей; пружними і термічними деформаціями елементів через відмінності пружних властивостей і коефіцієнтів теплового розширення сполучених елементів тощо. Такі ж наслідки викликають нерівномірні нагрів і охолодження ротора,

ослаблення з'єднань, корозія і знос підшипників і контактуючих деталей, нерівномірне обтискання обмотки і ряд інших причин [10]. Ці зміни дисбалансу відбуваються з відносно малою швидкістю і мають, як правило, випадковий характер. При цьому значення дисбалансу в 3–5 разів перевищує значення найменшого дисбалансу [35].

До машин, у яких експлуатаційна зміна дисбалансу є наслідком виконаного ними технологічного процесу, належать центрифуги, екстрактори віджимні машини, ротори канатонавивних і землерийних машин, барабани рулонно-ротаційних друкарських машин, моталки прокатних станів холодної прокатки, піскоструминні головки формувальних машин, шліфувальні верстати, гірничо-шахтні вентилятори, штучні супутники Землі та багато інших [13]. У цих машинах зміна або перерозподіл маси і зміна геометрії роторів відбувається відносно швидко і може бути як детермінованою функцією часу, положення і швидкості, так і випадковою функцією, що не залежить від характеру руху. Значення дисбалансу в цих машинах може бути значним [35, 36].

В аварійних випадках (тріщини в роторі, руйнування підшипника, відрив лопатки тощо) зміна дисбалансу відбувається стрімко і носить випадковий характер за часом, величиною і положенням [33, 37, 38].

Усувається незрівноваженість або в процесі технологічної операції балансування, або за допомогою спеціальних пристроїв, що забезпечують автоматичне балансування.

Експлуатаційна складова дисбалансу, обумовлена різними причинами, може усуватися без зупинки машини тільки за допомогою пристроїв автоматичного балансування [39, 40]. Таке балансування особливо є необхідним, коли в умовах експлуатації можливою є суттєва зміна незбалансованості вала або ротора; режимна зміна дисбалансу за часом відбувається з різними швидкостями і має випадковий характер (прикладом можуть бути деякі типи центрифуг, при завантаженні яких може значно

порушитись симетрія розподілу мас відносно осі обертання); небажана або неприпустима зупинка агрегату за умовами експлуатації [41, 43].

Автоматичне балансування сприяє збереженню прямолінійної форми вала і цим відрізняється від самоцентрування диска при високих швидкостях обертання (в останньому випадку відбувається центрування маси диска при відповідному прогині вала) [44]. Автобалансувальні пристрої, автоматично компенсують зміну дисбалансів ротора в процесі роботи без його зупинки.

У [45] наведена найбільш повна класифікація автобалансувальних пристроїв і зазначені особливості кожного типу автобалансувальних пристроїв.

За способом компенсації дисбалансу розрізняють пристрої, які балансують ротор шляхом поєднання його осі з головною центральною віссю інерції (ГЦОІ) (примусове центрування) і балансують ротор шляхом поєднання головної центральної осі інерції з віссю обертання.

Залежно від характеру стеження і впливу на дисбаланс автобалансувальні пристрої поділяють на пасивні - з вільним переміщенням коригувальних мас (КМ), і активні - з їх примусовим переміщенням, приєднанням або видаленням.

Пасивні пристрої є регуляторами прямої дії, оскільки в них чутливий елемент безпосередньо створює зусилля достатнє для балансування ротора. Живлення їх енергією здійснюється за рахунок енергії самого ротора, що передається на чутливий елемент. Простота конструкції робить доцільним їх застосування у випадках, коли режимна зміна дисбалансу пов'язана з напрацюванням ресурсу. Крім того, пасивні автобалансувальні пристрої застосовують в якості чутливих елементів, які керують роботою виконавчих механізмів в пристроях з примусовим переміщенням коригувальних мас. У цьому випадку вони мають малі розміри, які достатні лише для керування, і не впливають на динаміку ротора [45].

До активних належать пристрої з примусовим переміщенням або зміною мас ротора, а також пристрої примусового центрування. Зазвичай вони містять елемент, що забезпечує перебудову ланцюга керування на критичній швидкості, так що балансування виконується в областях як нижчих, так і вищих

за критичну. Конструкція активних автобалансувальних пристроїв складніша за конструкцію пасивних, але вони забезпечують більш точне і всережимне балансування [45].

Узагальнюючу оцінку існуючих АБП подано у вигляді таблиці 1.1.

Аналіз і оцінка основних типів існуючих АБП показує, що розвиток пристроїв автоматичного балансування йде шляхом ускладнення їхньої конструкції. Це стримує широке використання АБП в промисловості, особливо для балансування ротора безпосередньо під час роботи машини. Тому вивчення процесу автоматичного балансування має не тільки теоретичне значення, але і практичну цінність, що сприяє подальшому розширенню сфери використання АБП.

Таблиця 1.1 - Узагальнююча оцінка існуючих автобалансувальних пристроїв

Класифікація основних типів АБП			Чинник						
За способом компенсації дисбалансу		За характером слідування і впливу на дисбаланс	Простота конструкції та обслуговування	Енергоємність	Усунення дисбалансу	Точність балансування	Обмеження застосування, особливості застосування	Екологічний чинник	Вартість
Із силовим впливом на ротор	Електромагнітні	Активні	-	-	-	-	Електричні машини	-	-
Із суміщенням осі обертання з ГЦВІ методом примусового центрування			±	-	+	+	Конструкція не дозволяє монтувати виконуючі механізми з КМ усередині ротора	+	-
Із суміщенням ГЦВІ з віссю обертання	Зі зміною мас ротора		Додаванням КМ Видаленням КМ	-	-	+	+	Спец. балансувальні системи	-
	З перерозподілом мас ротора	З примусовим переміщенням КМ	-	-	±	±	Передбачені спеціальні засоби для включення робочих тіл тільки на закритичних частотах обертання ротора	+	-
		З вільним переміщенням КМ	Пасивні	+	+	+	-	Відслідковують змінний дисбаланс	+

1.2 Основні вимоги до автобалансувальних пристроїв.

Аналіз об'єктів дослідження

Аналіз умов експлуатації та обслуговування, конструктивних характеристик і врахування динамічних властивостей незрівноваженої системи, що обертається, дозволяють сформулювати основні вимоги, яким має відповідати ідеальний автобалансувальний пристрій:

- 1) параметри коригувальних мас і самого пристрою повинні забезпечувати повну компенсацію найбільш можливого в машині дисбалансу;
- 2) на всіх режимах роботи машини не повинен збільшуватися її дисбаланс;
- 3) остаточний дисбаланс машини не повинен перевищувати допустимого значення;
- 4) повинно забезпечуватися багаторазове повторне балансування ротора;
- 5) має ефективно працювати як при розгоні, так і при зупинці ротора, а також забезпечувати безпечний перехід машини через критичні режими;
- 6) пристрій повинен мати достатню чутливість до зміни дисбалансу в процесі роботи й автоматично його компенсувати;
- 7) пристрій має працювати за будь-якого положення в просторі осі ротора, який балансується;
- 8) конструкція повинна бути простою, надійною в роботі та легко обслуговуватися;
- 9) розташування пристрою має забезпечувати одночасне зниження реакцій в опорах і напруг в роторі;
- 10) має бути екологічно нешкідливим.

Жоден пристрій усім вимогам одночасно не відповідає. Тому, залежно від призначення і галузі застосування АБП, набувають пріоритету ті вимоги, задоволення яких є основним. Крім того, до окремих АБП можуть висуватися додаткові вимоги [34, 35].

Так, у приладобудуванні першість має підвищена точність балансування, що в більшості випадків досягається за рахунок ускладнення АБП і підвищення його вартості, а простота обслуговування може відійти на другий план. Для серійних машин, особливо побутових, велике значення має зниження вартості АБП, спрощення їх конструкції і полегшення обслуговування, а також можливість багаторазового використання без переналагодження, вимоги до точності балансування зазвичай знижуються. Для ручних машин на перше місце висувається обмеження в розмірах і масі без забезпечення високої точності. Для важких машин не мають значення розміри АБП, а головним стає забезпечення великої місткості й високої продуктивності балансування. Для авіадвигунів головними є надійність і швидкодія пристрою.

Пасивні АБП поділяють на дві групи залежно від агрегатного стану використовуваних в них корегувальних мас [2, 5]:

а) механічні, в яких корегувальні маси виконані з твердих матеріалів. Це кулькові, кільцеві, маятникові АБП [приклади розглянуті в 2, 12, 13, 33, 43];

б) рідинні, в яких балансувальна рідина знаходиться постійно або тимчасово у рідкому стані [приклади розглянуті в 2, 17, 18, 29-31, 44, 47-57].

Слід зазначити, що найбільшого застосування в техніці знайшов кульковий АБП. Пов'язано це з тим, що кульковий АБП забезпечує найбільшу точність зрівноваження ротора, а з іншого боку, його корпус може охоплювати ротор зовні, що звільняє внутрішній простір ротора [2, 5]. Менш використовуваними є роликові і маятникові АБП. При рівних габаритних розмірах вони дозволяють отримати більшу балансувальну ємність у порівнянні з кульовими АБП. Але точність зрівноваження ними ротора менша, оскільки на ролики і маятники діють більші сили сухого тертя, ніж на кулі. Практично не використовуються кільцеві АБП, оскільки порівняно з габаритними розмірами мають невелику балансувальну ємність. Також практично не використовуються сегментні АБП, оскільки на сегменти діють значні сили сухого тертя, що зменшує точність зрівноваження ними ротора [13].

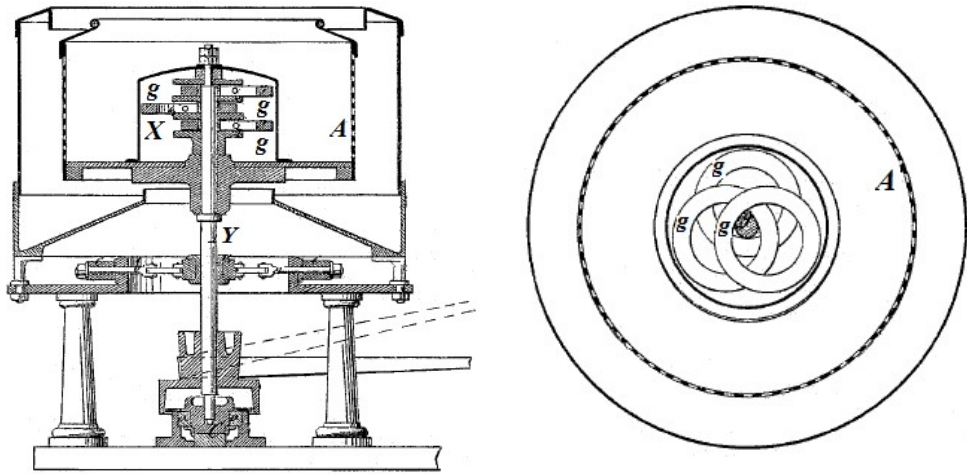
Механічні АБП для досить точного балансування мають задовольняти досить високі вимоги до якості виготовлення, а саме: до шорсткості і жорсткості поверхні, овальності і ексцентриситету бігової доріжки куль, що в підсумку сприяє здорожчанню їх виготовлення [2].

Рідинні АБП не вимагають настільки високої якості виготовлення, дешеві у виробництві. Так само перевагами цього типу пристроїв є іскробезпека і безшумність роботи. Тому вивчення і застосування в промисловості таких пристроїв є перспективним напрямом розвитку теорії автоматичного балансування [16].

1.2.1 Розвиток практики автоматичного балансування пасивними АБП

Ідея автоматичного балансування пристроями прямої дії має своїм початком патент США № 125036 (1872 р.) Альберта Феска (Albert Fesca) на кільцевий автобалансир для зрівноваження вертикально розташованого барабана машини з осушення цукру [55]. Німецький інженер запропонував зрівноважувати вал центрифуги трьома вільно насадженими на нього кільцями (див. рис. 1.1), які розміщувались на горизонтальних площадках у внутрішньому просторі барабана.

Кільцевий балансир для зрівноваження вертикально розташованого барабана центрифуги з розміщенням балансувальних кілець зовні барабана запропонував Еміль Розе (Emil Rothe) у патенті США № 331450 (1885 р.) [49]. Схема барабана з конструкцією АБП зображена на рис. 1.2. Балансувальні кільця 3–5 зрівноважують барабан 1, насаджений на вал 2. Кільця 3 підвішені на ланцюги 6 і розміщені навколо вала 2. Кільця 4 підвішені на ланцюги 6 і розміщені навколо барабана зовні. Кільця 5 розташовані зовні барабана на горизонтальних площадках 7, аналогічно до АБП Феска. Принципи дії автобалансувальних пристроїв Е. Розе і А. Феска однаковий.



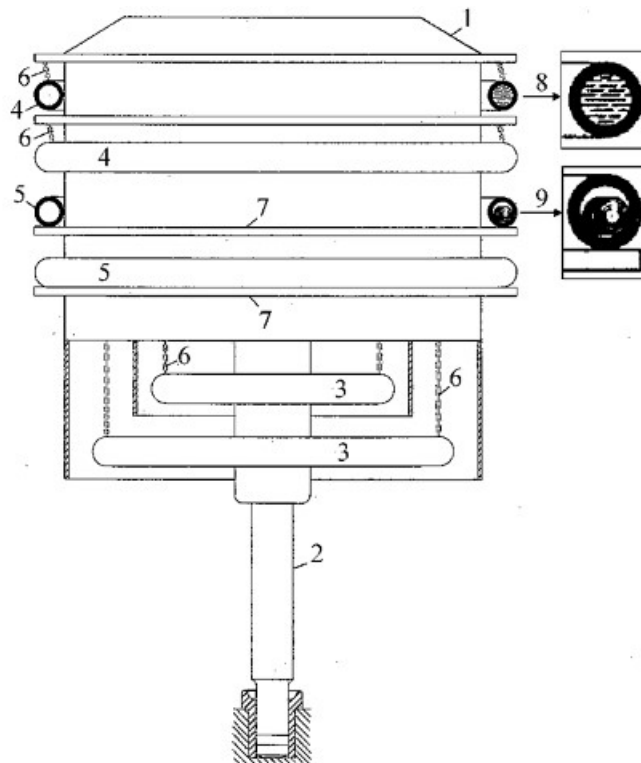
а

б

а) осьовий переріз; б) поперечний переріз:

А – екстрактор; Х – АБП; Y – вал; g – коригувальні маси АБП у формі кілець.

Рисунок 1.1 – Схема кільцевого АБП А. Фески

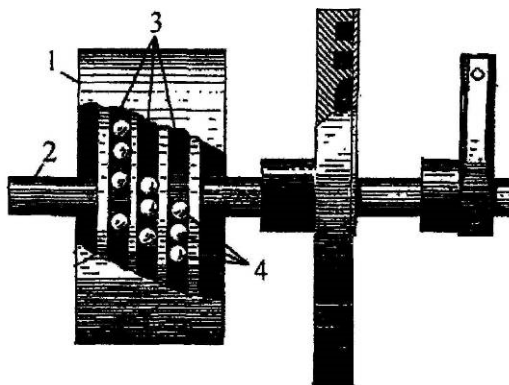


1 – барабан; 2 – вал; 3–5 – балансувальні кільця; 6 – ланцюги;
7 – горизонтальні площадки для кріплення кілець; 8 – рідина; 9 – кульки.

Рисунок 1.2 – Схема кільцевого АБП Е. Розе

Однак, Е. Розе висунув ідею додатково виконувати кільця тороподібними і заповнювати їх порожнини рідиною 8 або кульками 9. Цей пристрій можна розглядати як прототип комбінованих автобалансирів.

Кульковий автобалансир для зрівноваження горизонтальних роторів, зокрема шпинделів верстатів, запропонував Жорж Херік (George M. Herrick) на який одержав патент США № 414642 від 05.11.1889 р. (рис. 1.3) [46].



1 – барабан; 2 – вал; 3 – камери; 4 – кульки.

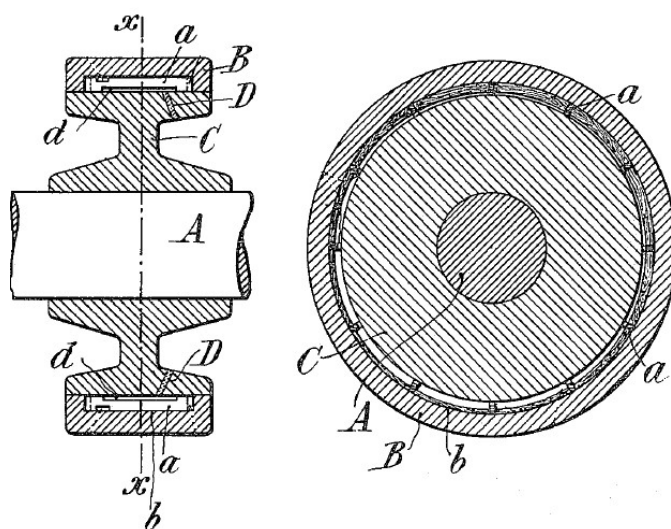
Рисунок 1.3 – Схема кулькового АБП Херіка

Аналогічний пристрій із заповненням камер важкою рідиною з легкими кульками у вигляді поплавків запропонував Едгар Луїден (Edgar W. Louden) і 26.08.1919 р. одержав на нього патент США № 1314005 [50].

Рідинний автобалансувальний пристрій зазвичай складається з порожнистого кільця, обладнаного кількома камерами, утвореними радіальними перегородками та частково заповненими рідиною, переважно розчином солі. Радіальні перегородки розташовані рівномірно у межах порожнини. Рідинні автобалансувальні пристрої можуть розташовуватися як у верхній частині барабана (роторного устаткування), так і в нижній його частині. Рідина може міститися у внутрішній частині самого ротора, як у випадку з центрифугами, деякими лопатевими системами охолодження, або в балансувальних кільцевих пристроях, що використовуються в пральних

машинах. Крім того, рідина може міститися в обертових тілах випадково, як у випадку перезапуску турбін з накопиченим конденсатом усередині.

Певна обмежена інформація про рідинне балансувальне кільце вперше почала оприлюднюватись через численні патенти, деякі технічні статті та дисертаційні роботи. Ще в 1916 році французький інженер Моріс Леблан (Leblanc) вперше представив пасивний динамічний балансувальний пристрій для роторів турбін, що складався з кільцевої порожнини, частково заповненої ртуттю або рідиною з високою в'язкістю, як показано на рисунку 1.4 [17].



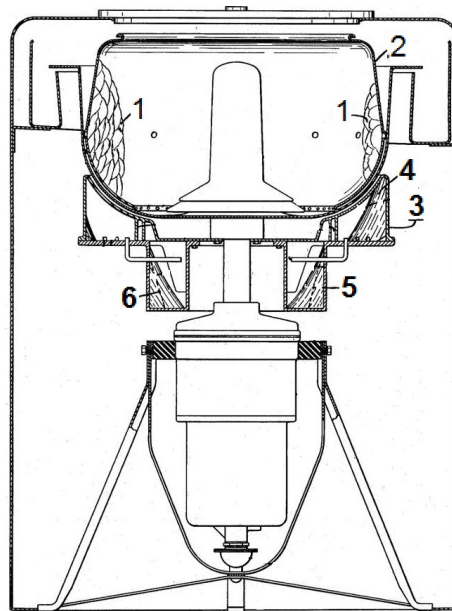
- а) осьовий переріз; б) поперечний переріз по осі xx (A – вал; B – обруч, що містить внутрішній кільцевий канал b з важкою рідиною (ртуттю) – a ; C – маховик; D – отвори; d – заслонки).

Рисунок 1.4 – Схема АБП Леблана (1916 р.)

Однак, ніде не знайдено вказівок про застосування цих запатентованих конструкцій у реальних машинах, тобто про їх впровадження у виробництво. Згадані пристрої переважно існують лише у вигляді опису конструкції АБП, не містять елементів оптимального проектування, пояснювальних до винаходів рисунків, теоретичних, а деколи і експериментальних досліджень роботи корегувальних мас.

На сьогодні рідинні АБП є стандартною функцією у побутових пральних машинах, але також використовуються у важких промислових обертових машинах. До прикладу, для пральних машин використовуються рідинні стабілізатори, які складаються з порожнистого кільця, зазвичай, з прямокутним перерізом, що містить невелику кількість рідини. Кільце, як правило, кріпиться над барабаном. Рідина в кільці вільно переміщається і прагне поєднати головну центральну вісь інерції ротора з його віссю обертання.

Вважається, що перше балансувальне кільце, де використовувалась вода, і яке було адаптованим для пральних машин, представлене в 1945 році у вигляді патенту Дайєра (Dyer) [21].



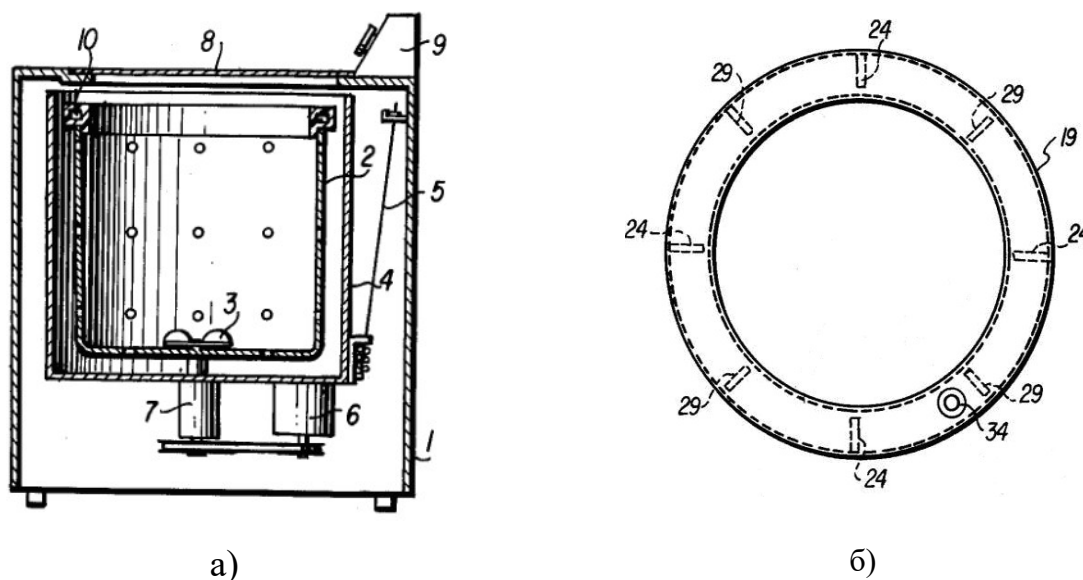
1 – дисбаланс (розподілена білизна); 2 – бак пральної машини;
3, 5 – балансувальні кільця (АБП); 4, 6 – рідина.

Рисунок 1.5 – Схема АБП Дайєра для пральної машини

На рис. 1.5 показана конструкція, запропонована Дасром, з двома балансувальними кільцями, розташованими в нижній частині бака, що обертається.

Де-Ремер запатентував рідинний АБП з декількома вкладеними відокремленими концентричними кільцями [58] для ефективнішої балансувальної дії.

Ванкірк і Бурмейстер у 1976 р. [59] представили балансувальне кільце, камери якого заповнюються водою під час циклу обертання пральної машини. У 1977 році Хаяші та ін. [60] запропонували виготовити пластикове балансувальне кільце для пластикового барабану пральної машини з вертикальною віссю обертання. Рисунок 1.6 ілюструє цю концепцію.



а) вид у поперечному розрізі пральної машини, яка має балансувальне кільце для відцентрового екстрактора (1 – корпус; 2 - пластиковий обертаний кошик; 3 - обертова мішалка; 4 - резервуар для води; 5 – опори; 6 - приводний двигун; 7 – підшипник; 8 - верхня кришка пральної машини; 9 - блок керування; 10 - балансувальне кільце);

б) вид зверху балансувального кільця для відцентрового екстрактора (19 - порожнє пластикове кільце, що містить воду; 24, 29 - множина верхніх і нижніх розділових перегородок, передбачених по черзі на верхній і нижній секціях кільця 19; 34 - отвір для заливання рідини).

Рисунок 1.6 – Схема АБП Хаяші для пральної машини

Пізніше Конрад [24] проаналізував багатокамерне балансувальне кільце з послідовними концентричними кільцевими порожнинами для збільшення балансувальної здатності рідини.

Найчастіше для пояснення роботи корегувальних мас використовують властивість гнучкого або пружно опертого ротора обертатись на закритичних швидкостях «легким боком назовні», тому достатньо широко для зниження вібрацій машин використовуються різні за конструкцією автобалансувальні пристрої, в яких передбачені спеціальні засоби для включення робочих тіл тільки на закритичних частотах обертання ротора, що ускладнює конструкції АБП і звужує області їх застосування.

Перша спроба теоретичного обґрунтування принципу дії автобалансира типу Леблана, кільцевих, маятникових і кульових АБП належить Е. Л. Сірлу (E. L. Thearle, 1950) [18, 19]. Цикл статей [18-20] є першим оглядом розвитку ідей конструкцій пасивних АБП, запропонованих для зрівноваження переважно вертикально розташованих барабанів пральних машин.

Для теоретичного пояснення роботи усіх пасивних автобалансирів не залежно від агрегатного стану зрівноважувальних мас (коригувальних мас – КМ), використаних в них, Е. Л. Сірл запропонував плоску модель ротора з АБП. У рамках моделі Е. Сірла ротор має одну критичну швидкість, за перевищення якої він обертається легкою стороною назовні. Таким чином, в основу принципу роботи усіх пасивних автобалансирів Сірлем покладено явище самоцентрування, яке має місце для гнучких роторних систем на закритичному діапазоні швидкостей обертання не залежно від наявності в системі автобалансира.

Для дослідження процесу зрівноваження ротора рідинними балансирами Сірлом застосовувався кінетостатичний (квазістатичний) метод, який має в основі такі припущення: про незначний вплив перехідних процесів на рух ротора з балансиrom, а тому, рух системи «ротор – АБП» подається як обертання жорсткого тіла навколо осі обертання; зрівноважувальні маси достатньо повільно реагують на сили, що на них діють, і зрештою приходять до положення відносної рівноваги лише в закритичному діапазоні частот обертання системи; метод розглядався за умов ізотропності опор і відсутності сил опору. Відповідно до цих припущень замість гідродинамічних рівнянь руху

ротора з рідинним АБП складаються рівняння кінетостатики. За результатами цього підходу всі рідинні балансувальні пристрої працездатні на швидкостях, більших за критичну. Однак, метод Сірла пояснює лише явище самоцентрування ротора і жодним чином не роз'яснює явище автоматичного балансування ротора рідиною.

Саме підходи і результати теоретичного обґрунтування принципу роботи пасивних АБП Е. Сірла склали основу ряду наступних досліджень науковців в галузі самобалансування роторів машин: Дж. Ларрі (1955) [22], О. А. Гусарова (1979) [61], Тацумі Хісао (1985) (Tatsumi Hisao) [97], В. І. Кравченка (1989) [62], В. П. Нестеренка (1990) [63], Кім Хен Міна (Kim Hyun Min) (1995) [96], Сейіхсру Сузука (Seiichsrou Suzuk) (2001) [74] та ін.

Результат спрощеного й обмеженого теоретичного дослідження Сірла про обмеженість діапазону працездатності пасивних автобалансувальних пристроїв закритичною (або зарезонансною) зоною обертання ротора, отриманий без врахування специфічних властивостей: зрівноважувальних мас і їх руху в камері АБП, динаміки руху роторної системи за наявності сил опору, є експериментально неперевіреною. Призвів до того, що основні ідеї конструктивних рішень зосередились в основному на проблемах підвищення ємності пристроїв і розробці фіксаторів корегувальних мас для виключення їх впливу на докритичному і критичному режимах роботи системи. У [16] розглянуто декілька прикладів АБП, які є такими удосконаленими моделями автобалансира Леблана. Поява нових патентів пов'язана в основному з удосконаленням конструкцій АБП і незначним розширенням галузей їх застосування.

Найбільший внесок у дослідження явища автобалансування в останні роки вніс професор Філімоніхін Г.Б., але його школа займається дослідженням виключно механічних АБП.

На сьогодні усе більш широкого застосування в промисловій, транспортній, побутовій і прецизійній техніці знаходять АБП з рідкими і сипкими робочими тілами, призначені для балансування роторів зі змінним

дисбалансом. Незважаючи на те, що перший патент на АБП з рідкими робочими тілами з'явився більше 100 років назад, а перша теоретична робота опублікована близько 70 років назад, інтерес до цієї тематики не слабшає і сьогодні. Про це свідчать як численні статті та патенти, так і фірмові технології щодо застосування АБП в різних галузях машинобудування, комп'ютерної та побутової техніки, які з'явилися за останні роки [64].

Описані типи АБП з твердими коригувальними масами були спочатку запропоновані для зрівноваження екстракторів машин з осушення цукру, центрифуг, екстракторів, сепараторів з вертикально розташованим валом, швидкісних роторів, зокрема шпинделів верстатів, шпинделів деревообробних верстатів, дискових пилок, шліфувальних кругів, обертових частин двигунів, гіроскопів і т.д. В подальшому такі пристрої знайшли застосування для зрівноваження барабанів побутових пральних машин з вертикальним і горизонтальним розташуванням барабана (останні патенти на рідинні АБП [65, 66]), автомобільних і авіаколіс [67], обертових частин двигунів внутрішнього згоряння, зокрема колінвалів, шпинделів шліфувальних і полірувальних станків, шліфувальних дисків ручних шліфувальних машин, знімних дисків і CD/DVD-дисків у відповідних пристроях, які використовуються в цифровій техніці, сепараторів, вентиляторів, і в інших роторних машинах. Пропонувалося застосовувати пристрої для зрівноваження космічних апаратів і станцій, боєголовок і снарядів, положення яких стабілізується в просторі обертанням.

Прикладами крупносерійного застосування є:

– статичне зрівноважування CD/DVD-дисків у відповідних приводах кульовими АБ, фірмова технологія A.B.S. (Automatic Ball Balancing System – система автоматичного балансування кульками), ABS (Auto Balance System – система автоматичного балансування) застосовується в приводах, що випускаються під торговою маркою компанії Samsung, LG, Aopen і ін. [68, 69];

– статичне зрівноважування дисків ручних шліфувальних машин (кутових і радіальних, електричних і пневматичних) кульовими АБ, фірмова

технологія Autobalancer, розроблена SKF AutoBalance Systems, використовується в машинах, що випускаються під торговими марками Milwaukee (Atlas Copco), PROTOOL і ін. [70, 71];

– статичне або динамічне зрівноваження барабанів автоматичних пральних машин з вертикальним і фронтальним (горизонтальним) завантаженням білизна рідинними або кульовими АБ, фірмові технології Can Balance System, Liquid balance (рис. 1.7), використовуються в машинах, що випускаються під торговою маркою компанії Samsung, LG, Hitachi, Zanussi та ін. [72].

Основними виробниками і промисловими користувачами пасивних АБП (зокрема кулькових і рідинних пристроїв), є такі відомі компанії, як LG Electronics Inc., Whirlpool Corporation, SKF AutoBalancer Systems, Samsung Electronics Co., Ltd. [68, 73, 70, 74, 75].

Компанія SKF Group рекламує свої автоматичні балансувальні пристрої DynaSpin™ (модифікації конструкції кулькового автобалансера) і пропонує їх для балансування роторів пральних машин [70] (одним з її партнерів є компанія Electrolux Wascator), шліфувальних дисків ручних шліфувальних машин [29].

Найбільш докладно використання різних типів автобалансирів прямої дії (майже усіх, що працюють за схемою A. Fesca) при зрівноваженні CD і DVD дисків описано у патенті US 6,373,154 (власник Samsung Electronics Co., Ltd) [76]. Використання кулькового АБП для зрівноваження CD/DVD приладів запатентовано компанією LG Electronics [68, 71].

Однак, відомостей про практичну реалізацію зазначених вище пристроїв для автоматичного балансування роторів машин не знайдено. Такі розробки існують лише як ідеї у патентах.

У 1994 р. запатентований багатокамерний рідинний автобалансир для пральної машини з горизонтальним розташуванням барабана, розроблений науковцями компанії Whirlpool Corporation [77].

У [78, 79] описане використання пасивного автобалансування сипкими і рідкими робочими тілами коліс автомобілів. Автоматичне балансування

відбувається у внутрішній частині коліс в результаті їх обертання в русі. У ролі балансувального матеріалу використовуються балансувальні гранули у вигляді дрібного піску, різного роду порошоків і мікробісеру (рис. 1.8). Балансування відбувається при взаємодії відцентрової сили при обертанні колеса і вібрацій підвіски, що виникають в русі.



Рисунок 1.7 – Ілюстрація до технології Liquid balance для пральних машин (Samsung)



Рисунок 1.8 – Ілюстрація до технології Autobalance для автомобільних коліс Magnum

Головними перевагами технології Autobalance для автомобільних коліс автори вважають [78]: електростатичні особливості автобалансувального матеріалу, що дозволяє йому надійно притягатися до внутрішньої поверхні покришки, зрівноважуючи дисбаланс колеса; балансувальні гранули постійно виконують самобалансування колеса автотранспортного засобу, що рухається на будь-якій швидкості; використання балансувальних гранул на період експлуатації шин гарантує точне автоматичне балансування, зберігаючи елементи підвіски і рульового керування в хорошому стані; гарантує рівномірний знос покришки через пом'якшення вібрацій від нерівностей на дорожньому покритті; бісер на відміну від балансувального порошку не вбирає в себе воду і не схильний до злипання в грудки; покритий тоненьким шаром мастила (із застосуванням силікону) бісер не має тих абразивних властивостей, що притаманні піску і не завдає шкоди поверхням шини та диска, не закупорює вентиль ніпеля; балансувальна процедура з використанням мікробісеру не вимагає дорогих балансувальних стендів і фахового обслуговування на

шиномонтажі. Недоліками є: утворення нальоту на внутрішній поверхні покришки; абразивні властивості автобалансувальних гранул, які при взаємодії з вологою можуть утворювати великі тверді грудки.

Застосування рідинних робочих тіл для автоматичного балансування коліс важких вантажних автомобілів (Heavy Truck) докладно описано у [79].

Цей метод балансування використовується в основному для коліс вантажного транспорту, автобусів та позашляховиків.

Отже, відомі компанії використовують ідею пасивного автобалансування у рекламі своєї продукції, що свідчить про актуальність таких пристроїв, однак широке використання їх на серійних машинах гальмується невирішеністю багатьох проблем у теорії і практиці зрівноваження роторів пасивними автобалансирами прямої дії, наявністю низки явищ і протиріч, які ще не знайшли належного теоретичного обґрунтування.

1.2.2 Аналіз результатів теоретичних досліджень роботи

пасивних АБП. Стратегічні напрями сучасних досліджень

Загальні напрями теоретичних досліджень роботи пасивних АБП рідинного типу є такими.

Основна частина наукових робіт, а саме Диментберга Ф. М. [34], Гусарова О. А. [33, 61, 81, 82], Нестеренка В. П. [63, 47, 83, 84], Кравченка В. І. [12, 62], Філімоніхіна Г. Б. [13, 85] та ін. присвячені визначенню умов стійкості відносної рівноваги коригувальних мас таких як кульки, маятники, кільця, рідина.

У роботах Пановка Я. Г. [80], Ден-Гартога Дж. П. [23] надана фізична інтерпретація роботи пасивних автобалансувальних пристроїв як частини коливної механічної системи.

Сучасні дослідження принципів роботи рідинних АБП зводяться до задачі про рух обертових тіл з порожнинами, частково заповненими рідиною, зокрема, до дослідження динаміки роторних систем з циліндричною порожниною жорстко закріпленою на роторі, частково заповненою рідиною.

Відомою є досить обмежена кількість наукових робіт, в яких розв'язується вказана задача у застосуванні до рідинного автобалансування.

У [86–89] розглянута динаміка роторної системи з порожниною частково заповненою рідиною, встановленої: на вертикальному гнучкому валу з нелінійною пружною характеристикою [86]; несиметричного незрівноваженого ротора [87]; в аксіальному магнітному полі при частковому заповненні порожнини АБП слабопровідною ідеальною рідиною [88]. Результати дослідження [86] враховували нелінійність руху в'язкої рідини в порожнині та одержані для швидкостей обертання, значно вищих за критичну. Дослідження [89] подає математичну модель руху роторної системи з автобалансувальним пристроєм, яка не враховує сил ваги рідини, при припущенні, що рідина у порожнині набуває циліндричної форми і рухається з тілом як одне жорстке ціле.

Послідовником ідей Сірла є Нестеренко В. П. У роботах [47, 63, 84, 90] досліджувалась плоска модель рідинного автобалансувального пристрою, який має вигляд резервуара частково заповненого рідиною жорстко з'єднаного з ротором. В рамках цієї моделі визначено зміщення матеріальної осі ротора відносно осі абсолютного обертання при стаціонарному русі. Показано, що за швидкостей обертання системи значно вищих за критичну координата цього зміщення співпадає із значенням координати центра мас системи «ротор – рідина – корпус». Це означає, що на закритичному діапазоні абсолютне обертання ротора відбувається відносно центра мас всієї системи, а координата центра мас характеризує точність балансування [47]. Однак, слід відмітити, що у цьому випадку наявне одночасне самоцентрування ротора і автобалансування його рідиною. Не досліджено залежність ефективності балансування від геометричних розмірів резервуара рідинного АБП, його форми, фізичних властивостей балансувальних рідин.

Ряд наукових робіт присвячено визначенню ефективності рідинних АБП типу Леблана. Так, у [33, 35, 63] ефективність роботи балансира характеризується відношенням амплітуд відхилень роторної системи при дії АБП і без АБП. На

основі підходів і результатів досліджень Сірла Гусаровим О. А. у [82] з аналізу рівняння рівноваги сил системи «ротор – АБП – рідина» показано, що лише на закритичних швидкостях рідинний балансір типу Леблана зменшує вібрацію ротора, але не повністю усуває дисбаланс. При цьому система розглядається як абсолютно тверде тіло без врахування гідравлічних властивостей рідини і без врахування демпфірування. Показано, що балансувальним є лише тонкий шар рідини, товщина якого не перевищує подвоєної величини прогину. Також стверджується, що всі типи пристроїв Леблана застосовні тільки в машинах з вертикальним розташуванням ротора.

Раціональний шлях підвищення ефективності рідинних АБП був запропонований Нестеренком В.П., Соколовим О.П., Замятіним В.М. і Личагініним Д.В. [90], досліджений Нестеренком В. П. у [84] (рис. 1.9).

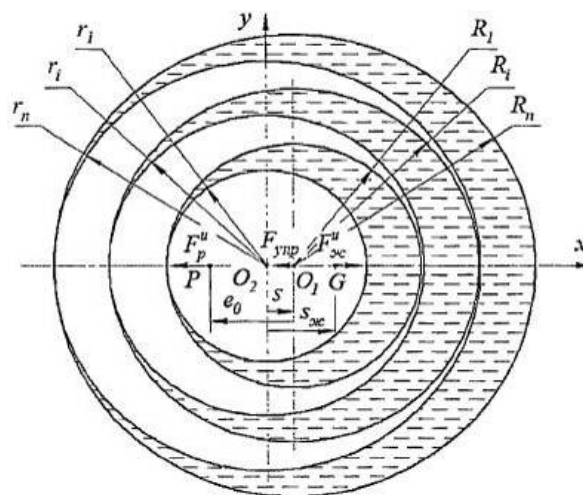


Рисунок 1.9 – Схема удосконаленого багатокамерного АБП рідинного типу [63]

Пристрій для автоматичного балансування роторів (рис. 1.9) виконаний багатокамерним. Закріплені коаксіально до ротора кільцеві камери частково заповнені коригувальною рідиною. Ефективність роботи пристрою підвищується через те, що зусилля, які компенсують незрівноваженість ротора, в кожній камері сумуються. При цьому підвищується ємність пристрою та його

ефективність. Використання багатокамерних пристроїв є перспективним з точки зору підвищення точності балансування і ємності рідинних АБП [84].

Дослідженню роботи багатокамерного рідинного АБП (балансувального кільця з коригувальною рідиною) для конструкцій віджимних пристроїв з обертанням відносно вертикальної осі присвячена наукова робота Іванова О. Г. [91]. В основу теоретичних досліджень покладено принцип Даламбера для твердих тіл. Результати майже повторюють результати, одержані Нестеренком В. П. Проведені експериментальні дослідження показали ефективність рідинного АБП при використанні його в конструкціях побутових пральних машин з вертикальною віссю обертання.

Результати експериментальних досліджень принципів дії АБП рідинного типу містять роботи Нестеренка В. П. [63, 84, 90, 92], Шаталова Л. Н. [95], Кім Хен Міна (Kim Hyun Min) [96], Сейіхсру Сузука (Seiichsrou Suzuk) [74], Тацумі Хісао (Tatsumi Hisao) [97], Іванова О. Г. [91], Каррієла Г.Ф. (Carriel G. F.), Майлза С.В. (Miles S. W.) [98], Касахара М. [99] та ін.

Основні результати цих досліджень і порівняння властивостей конструкцій рідинних АБП із загальними вимогами до автобалансувальних пристроїв дозволяють зробити такі висновки: пристрої мають просту конструкцію та легко обслуговуються; ці АБП здатні виконувати балансування необмежену кількість разів, АБП Леблана можуть бути виконані таких розмірів, які забезпечують повну компенсацію найбільшого можливого в системі дисбалансу, однак, вони не дають повного зрівноваження, оскільки потребують залишкового дисбалансу; усі дослідження здійснювались лише на зарезонансних діапазонах швидкостей обертання роторних систем, де спостерігались ефективно зменшення вібрацій машини і автоматичне компенсування зміни дисбалансу; всі типи АБП Леблана використовувались тільки в машинах з вертикальним розташуванням ротора, що балансується.

Автори праць [25, 91, 97, 99] досліджують принципи роботи автобалансирів рідинного типу в застосуванні для зрівноваження барабанів побутових вертикальних пральних машин барабанного типу. Так, у роботі

С. Сузук [25] подано результати експериментальних досліджень динаміки зрівноваження барабана вертикальної автоматичної пральної машини рідинним балансиrom, закріпленим на верхньому краї барабана, у зарезонансній зоні обертання. Встановлено, що якість балансування має пряму залежність від швидкості обертання ротора. У роботі подано результати чисельного моделювання процесу рідинного автобалансування.

Гусаровим О. А., Сусаніним В. І., Сусаніним Ю. І. у [81] розглянуто використання пасивних АБП в якості чутливих елементів для систем активного автоматичного балансування.

У 2001 році корейською фірмою Samsung Electronics Co., Ltd вперше впроваджено у виробництво пральних машин з фронтальним типом завантаження SWF–SQ1200 і NSQ–1400 із системою балансування бака Cap Balance System у вигляді кулькового автобалансира (сталі кульки вільно переміщуються в циліндричних камерах, розташованих в передній і задній частинах барабана) [75].

Відомими є приклади застосування рідинних АБП як стандартної функції балансування барабана в побутових пральних машинах і у важких промислових обертових машинах. До прикладу, для пральних машин використовуються рідинні стабілізатори, які складаються з порожнистого кільця, подібного до гумового обруча але, зазвичай, з прямокутним перерізом, що містить невелику кількість рідини. Кільце, як правило, кріпиться у верхній частині барабана [51 - 53].

У роботах співробітників наукової школи під керівництвом Ройзмана В. П.: Малигіна О. В., Чоловського Р. Г., Борко І. В. [93, 94, 100] подано результати експериментальних досліджень роботи АБП комбінованого типу (рідина і кульки малого діаметра). Показано, що такі комбіновані АБП зменшують розмах коливань ротора як при дорезонансних, зарезонансних швидкостях обертання, так і при переході через резонанс.

Практичний досвід застосування рідинних АБП свідчить, що в реальних системах теоретичні висновки, одержані при розгляді ідеалізованої системи, не

підтверджуються. Основною ідеєю дослідження [15, 16] є доведення того факту, що автоматичне балансування вертикальних роторів за допомогою АБП рідинного типу є ефективним для пружно-деформівних роторів, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора. Однак, теоретичне моделювання відбувалось за межами гідродинамічного моделювання роторної системи в класичній постановці задачі – як задачі динаміки твердого тіла. Інші результати, зокрема, аналітична залежність ефективності автоматичного балансування від параметрів системи ротор-АБП-рідина, а саме від: відносної кутової швидкості, коефіцієнта зовнішнього опору, відношення початкового дисбалансу ротора до дисбалансу рідини і відносних розмірів АБП, одержанні лише для випадку вертикально розташованого ротора емпіричним шляхом.

Протягом останніх років інтенсивно проводяться дослідження в межах нового етапу розвитку теорії пасивного балансування із застосуванням сучасного чисельного моделювання. Наукові досягнення у цьому напрямку висвітлено у роботах Х. Хуна [101], М. Моріо [26], Л. Урбіола-Сото [102], М. Лангджема [30] та інших.

У статті [103] аналітично та чисельно залежно від коефіцієнтів в'язкого зовнішнього і внутрішнього тертя визначаються кутові швидкості, за яких гнучкий, симетричний ротор з поплавковим автобалансувальним пристроєм втрачає динамічну стійкість. При цьому розглядаються гіроскопічні, а також уточнені інерційні та потенційні сили системи. В результаті досліджено ефективність застосування такого пристрою на швидкохідних роторах.

У дослідженні [104] отримана умова стійкості обертання ротора з рідинним автобалансувальним пристроєм, що складається з камери, поплавок і нестисливої однорідної рідини, яка заповнює простір між ними. На ротор діють відновлювальна сила, сили внутрішнього і зовнішнього тертя, які лінійно залежать відповідно від швидкості деформації і абсолютної швидкості точки кріплення ротора до валу.

Робота [30] присвячена динаміці рідинного балансира – кільцеподібного обруча, що містить невелику кількість рідини, яка під час обертання деформується для утворення тонкого шару рідини на внутрішній поверхні зовнішньої оболонки кільця. Показано, що рідина здатна протидіяти незбалансованій масі в пружно встановленому роторі. У цій роботі дається докладний опис наближеного аналітичного рішення, що включає так звану поверхневу хвилю і чисельно показано, як поверхнева хвиля може зрівноважити незбалансовану масу. Динаміка рідинного автобалансира була досліджена на основі моделі двоступеневої системи, а збурення товщини рідинного шару описується узагальненим рівнянням Кортевега – де Вріза – Бюргерса.

У статті [105] подано модель поведінки рідинного автобалансиру пристрою для вертикального ротора. Під час проведення математичних досліджень використано модель ротора, що містить резервуар-обойму, який жорстко закріплюється на валу, що обертається. Внаслідок моделювання встановлюють, що амплітуда коливань на закритичних частотах буде тим меншою, чим більшими є параметри рідинного автобалансиру пристрою. Крім того, розрахунки показують, що ефективність автоматичного балансування тим вища, чим більші параметри рідинного автобалансиру пристрою. Виконання умови достатності рідини в обоймі призводить до незалежності амплітуди коливань ротора від маси рідини в резервуарі.

У статті [106] вивчається обертання ротора з шаром рідини на стінці камери при в'язкопружній дії валу. Дослідження здійснюються в рамках плоскої моделі та направлені на визначення відхилення валу, що обертається, з камерою заповненою рідиною. Це завдання є важливим при проектуванні автоматичного балансувального пристрою. В математичному дослідженні розглядається задача спільного руху твердого тіла і рідини, що вирішується із застосуванням принципу Даламбера. У результаті встановлено, що збільшення маси рідини в роторі зменшує його критичну швидкість обертання, при цьому зовнішнє тертя прискорює самоцентрування системи. Отримані математичні

моделі дозволяють здійснювати вибір конструктивних параметрів рідинного автоматичного балансувального пристрою, що працює в заданому діапазоні кутових швидкостей ротора.

Автори статті [107] пропонують альтернативний механізм підвищення стійкості ротора з використанням балансира Леблана. У дослідженні встановлено, що порожнина із рядом радіальних дефлекторів, заповнена рідиною, змінює нестійку поведінку обертового тіла на більш вищих стабільних робочих швидкостях руху системи. Виявлено, що інерція рідини в балансувальному кільці суттєво впливає на виникнення нестабільності.

Хун у [101] розробив числову модель розподілу мас у пральній машині із рідинним балансиrom. Центр мас системи співставляється з центральною віссю барабана, який обертається на рухливих кріпленнях і амортизаторах, що обертаються. Знайдено конкретні числові дані, що узгоджуються з експериментальними вимірами зміщення. Моріо і Ютака [26] за основу теоретичного дослідження роботи рідинного АБП взяли принцип Даламбера для твердих тіл використавши для опису балансувальної сили рідини рівняння:

$$F_f = \pi \cdot h \cdot \rho \cdot r_0^2 \cdot z \cdot \omega^2,$$

де значення z отримане за допомогою програмного засобу, який реалізує метод скінченних елементів для розглядуваної моделі. Це рівняння дає оцінку сили, створюваній рідинним балансиrom за спостережуваними значеннями навантаження для всієї конструкції, що обертається, під час експерименту проведеного Моріо. Бає [27] побудував інше рівняння руху сучасних вертикально-радіальних пральних машин з АБП. Але, камера і барабан, які обертаються, були представлені як два жорстко зв'язані жорсткі елементи, що обмежило рухи камери і барабана. Бає знайшов центр ваги рідини як центр ваги фігури, утвореної рідиною у горизонтальному перерізі камери. Потім було обраховано силу потоку рідини, яку було визначено шляхом дослідних вимірів. Ця сила потоку була згодом додана до моделі для визначення реакції при

розбалансуванні у стійкому стані. Автори прийшли до схожого рівняння, яке було до цього знайдене Конрадом [24]. Урбіола [108], на відміну від результатів Конрада і Бає, описав балансувальну силу потоку так:

$$F_f = [(r_0^2 - r_i^2) \cdot h \cdot \rho] \cdot \left(\frac{-z r_f^2}{r_f^2 - r_0^2} \right) \cdot \omega^2,$$

де радіус рідини, що знаходиться всередині камери, задається як:

$$r_f = [(r_i^2 - r_0^2) + r_0^2]^{0,5}.$$

Джанг [28] запропонував встановити серединну перегородку в камері з отворами, щоб уникнути переливання води. Для перевірки ефективності було застосовано метод розрахунку динаміки руху рідини. Автори використали модель, що описує силу балансувального кільця Бає [27]. Урбіолою у [109] було представлено перше балансувальне кільце з непрямыми перегородками. Дизайн АБП Урбіоли включав в себе спеціально зроблені вигнуті і вигнуті перегородки, а також вигнуті і прямі перегородки у поєднанні з перегородками різної висоти, що допомагає зменшити час і амплітуду вібрації при нестационарному режимі роботи. Також цей новий дизайн дозволяє барабану обертатися при більш високих швидкостях. Незручність попередніх досліджень пов'язана з тим, що ексцентриситет у стаціонарному стані повинен бути відомий апріорі, як правило, вимірюванням переміщення. Згодом сила рідини може бути оцінена та введена в динамічну модель для прогнозування реакції дисбалансу на номінальній швидкості. Прогноз рівня незбалансованості в частотному діапазоні не визначається. Припущений фізичний принцип пояснення роботи такого рідинного АБП полягає в тому, що гнучкий ротор витіснить на 180° фазу дисбалансу за першою критичною швидкістю. Однак цей висновок не обов'язково є правильним через ефекти демпфування рідини.

У [29] вперше показані експериментальні та аналітичні дані для розуміння потоку рідини всередині балансувальної кільцевої камери та взаємодії його з перегородками. Зазначається демпфувальний ефект, індукований зворотною хвилею. Встановлено, що він спричиняє фазове відставання між місцем розташування сили дисбалансу та протилежною силою балансувальної рідини, зміщуючи фазу від 180° до 150° .

Порівняння динаміки пральних машин з вертикальною та горизонтальною віссю представлені в [24]. У роботі [110] представлена спрощена 3D-динамічна модель пральної машини з горизонтальною віссю з балансувальним пристроєм.

Для моделювання поведінки рідинного автобалансувального пристрою [111] та проведення математичних досліджень використовується модель ротора, що містить автобалансувальний пристрій з декількома резервуарами, який жорстко закріплюється на валу, що обертається. У статті наведена схема сил діючих в багаторезервуарній системі балансування. Встановлено, що ефективність автоматичного балансування збільшується зі зростанням числа резервуарів, а критична частота обертання ротора зменшується з ростом числа резервуарів. У [112] визначено, що використання багаторезервуарного пристрою призводить до збільшення еліпсності й ексцентриситету внутрішньої поверхні резервуара. Ці роботи підтверджують результати досліджень Нестеренка В.П.

В. Г. Биков та А. С. Ковачов у [113] досліджували статично незрівноважений ротор, оснащений пристроєм автоматичного балансування з кулею, вісь симетрії якої відрізняється від осі обертання ротора (імітація рідинного АБП). Проста модель ротора Джеффкотта використовується для виведення рівнянь руху системи в нерухомих і обертових системах координат, а також рівнянь, що описують сталі режими руху. Принципова неможливість досягти збалансованого режиму показана для ротора зі змінним дисбалансом. Вказано, що для пристрою автоматичного балансування, який складається з двох куль, можливі два типи незрівноважених стаціонарних режимів.

Пропонується назвати стаціонарний режим з постійним залишковим коливанням, амплітуда якого не залежить від кутової швидкості і дорівнює ексцентриситету балансира, напівбалансованим. Побудовано розв'язок, відповідного напівбалансованого режиму, і запропоновані умови його існування і стійкості. Чисельні методи використовуються для побудови двопараметричних діаграм стійкості напівбалансованого стаціонарного режиму і вивчення нестационарних станів руху ротора в разі його обертання з усталеною кутовою швидкістю.

А. Б. Кидирбекули [114] досліджує нелінійну динаміку ротора із заповненою рідиною порожниною. Передбачається, що ротор забезпечений підшипниками обертання і пружно підтримується фундаментом. Досліджувана система моделює вертикальні центрифуги, широко використовувані для поділу різних гетерогенних сумішей. Збільшення швидкостей обертання поряд з вимогою високої точності роботи мотивує вдосконалене моделювання з урахуванням деформації підшипників кочення. Розроблена та досліджена узагальнена динамічна модель системи ротора з урахуванням нелінійної жорсткості підшипників кочення разом з коливаннями рідини. Отримані результати дозволяють оптимізувати параметри ротора, фундаменту і рідини, і становлять інтерес для зменшення напруги уздовж контактних поверхонь, амплітуд вимушених коливань і ширини зон нестійкості. Існує також можливість адаптації умов, що підтримують самоцентрування системи.

Теоретичні дослідження роботи рідинних АБП зводяться до задачі про рух обертових тіл з порожнинами, частково заповненими рідиною. Однак, відома обмежена кількість робіт, у яких розв'язується зазначена задача стосовно до задачі автобалансування. Так в [115, 116] розглянута стійкість стаціонарного обертання ротора, частково заповненого рідиною з вільною поверхнею. Згинні коливання вала з незрівноваженим диском на ньому вивчені в [3, 34, 117]. В [118] показаний вплив рідини в обертовому роторі на автоматичне балансування механічної системи без врахування сил опору. У [105, 106] розглядається усталений рух незрівноваженого ротора з рідиною за

наявності зовнішнього опору. Дослідження [33, 119] присвячене вивченню впливу параметрів системи ротор-рідинний АБП на точність автобалансування.

Підсумок огляду літератури з досліджень рідинних автобалансирів представлений в таблиці 1.2 у вигляді літературного картографування.

Таблиця 1.2 - Картографування публікацій

Публікації	Експериментальні дослідження	Чисельне моделювання	Аналітичні дослідження	Стабільність роботи АБП	Взаємодія рідина-ротор
[17]	+	-	+	-	+
[21]	+	-	+	-	+
[121]	+	+	-	-	+
[59]	+	+	+	-	+
[60]	+	+	+	-	+
[24]	+	+	+	-	+
[101]	+	+	+	-	+
[26]	+	+	+	-	+
[27]	+	+	+	-	+
[108]	-	+	+	-	+
[28]	+	+	+	+	+
[109]	+	+	+	-	+
[122]	-	+	+	+	+
[123]	-	+	+	+	+
[124]	-	+	+	+	+
[125]	-	+	+	+	+
[126]	-	+	+	+	+
[127]	-	+	+	+	+
[128]	-	+	+	+	+
[129]	-	+	+	+	+
[130]	-	+	+	+	+
[20]	+	+	+	-	+
[131]	-	+	+	-	+
[132]	-	+	+	-	+
[133]	-	+	+	-	+
[134]	-	+	+	-	+

Публікації	Експериментальні дослідження	Чисельне моделювання	Аналітичні дослідження	Стабільність роботи АБП	Взаємодія рідина-ротор
[135]	-	+	+	-	+
[136]	-	+	+	-	+
[135]	-	+	+	-	+
[73]	-	+	+	-	+
[138]	-	+	+	-	+
[139]	+	+	+	+	+
[29]	-	+	+	+	+
[102]	-	+	+	+	+
[97]	+	+	+	+	+
[119]	-	+	+	+	+
[140]	-	+	+	+	+
[141]	-	+	+	+	+
[142]	-	+	+	+	+
[143]	-	+	+	+	+
[121]	-	+	+	+	+
[144]	+	+	+	+	+
[145]	-	+	+	+	-
[146]	+	+	+	-	+
[147]	+	+	+	+	-
[148]	+	+	+	-	-
[149]	+	+	+	+	-
[150]	-	+	+	+	-
[151]	-	+	+	+	-
[152]	-	+	+	+	-
[31]	-	+	+	+	+
[153]	-	+	+	+	+

Публікації, які містять більш повні результати теоретичних та експериментальних досліджень, пов'язані з гнучкими роторами, позначені зеленим кольором (+). Жовті області (\pm) допомагають визначити поточні потреби в дослідженнях.

Підсумовуючи огляд літератури за розглядуваною темою слід зазначити, що ідея автоматичного балансування обертових тіл не є новою; але останнім часом спостерігається відроджений інтерес до неї як у промислових, так і в наукових сферах [120]. Можна також відмітити, що публікацій, які містять більш повні результати теоретичних та експериментальних досліджень, не так багато, а для рідинних АБП - немає. Існує доцільність досліджень у розумінні реакції дисбалансу, взаємодії рідини та ротора для підвищення стабільності руху ротора та більш ефективних механізмів балансування роторних систем з аналітичним підходом. Однак, існує також потреба у числових експериментах, у математичному та візуальному моделюванні роботи рідинного АБП.

Істотна неповнота теорії методу автоматичного балансування ротора рідинним балансиром стосується найбільш загальних, фундаментальних питань із зрівноваження та віброзахисту роторів пасивними АБП, що безумовно стримує розробку, експлуатацію і розширення галузей застосування цих пристроїв. Тому надолуження цієї неповноти є актуальною науковою проблемою, що обумовило вибір теми дослідження.

1.2.3 Класичний підхід до розв'язання задачі рідинного балансування

Розглянемо класичний підхід до розв'язання задачі рідинного балансування, який покладено в основу майже усіх теоретичних досліджень [20, 26, 27, 30, 33, 35, 63, 68, 91, 101, 104, 140] й узагальнимо його результати у вигляді математичних моделей стаціонарного обертання незрівноваженого ротора, частково заповненого рідиною [154].

1.2.3.1 Стаціонарне обертання незрівноваженого ротора, частково заповненого рідиною при дії сил зовнішнього тертя

Класично у рамках плоскої моделі, вивчається обертання ротора частково заповненого рідиною в камері при в'язкопружній дії вала. Такий рух може спостерігатися за стаціонарних швидкостей обертання вала, коли сили інерції значно перевищують сили ваги. Рідина, захоплена стінками камери, обертається разом з ротором, як тверде тіло. Передбачається, що межею вільної поверхні рідини є коло із центром на осі обертання. Фактично, властивостями й рухом рідини щодо камери нехтують.

В рамках цього підходу можна визначити, яким чином наявність у камері рідини (додаткової маси) впливає на параметри руху роторної системи.

Для цього розглянемо найпростішу схему вала на двох опорах с однією камерою, розташованою посередині між опорами (рис. 1.10). Щоб спростити дослідження, розглянемо вертикальний вал, для якого вплив ваги камери і рідини буде виключений. Оскільки камера розташована симетрично на валу, то при його прогині камера буде переміщуватись паралельно сама до себе, тому сили інерції від повороту камери не будуть виникати.

Нехай ротор 1 (рис. 1.10), містить камеру 2 частково заповнену однорідною нестисливою рідиною 3, симетрично закріплений на гнучкому вертикальному валу, що проходить через геометричний центр O . Центр мас ротора (точка C_0) зміщений від осі ротора на відстань $OC_0=e_0$. При обертанні ротора вал зміщається на величину $O_1O=f$, а нестислива однорідна рідина, зі щільністю ρ , перетікає у бік прогину вала. При усталеному русі рідина в обертуючому роторі займає циліндричний шар висотою h , вільною поверхнею якого є коло радіуса R_0 із центром на осі обертання O_1O_1 (точка O_1 на рис. 1.11) і обертається з кутовою швидкістю $\omega = \dot{\sigma}(t) = const$ [115]. Центр мас шару рідини перебуває на лінії центрів O_1O у точці C , а рух ротора є плоским.

Уведемо в площині руху точок O, C, C_0 дві системи координат (рис. 1.11) із спільним початком у точці O_1 на лінії O_1O_1 : нерухому систему $O_1\xi\eta$ і рухому O_1xy , вісь x якої паралельна відрізку OC_0 . Кутові швидкості обертання ротора й системи O_1xy однакові, отже, ротор у рухомій системі координат нерухомий. За узагальнені координати беремо координати точки O у рухомій системі O_1xy - x, y .

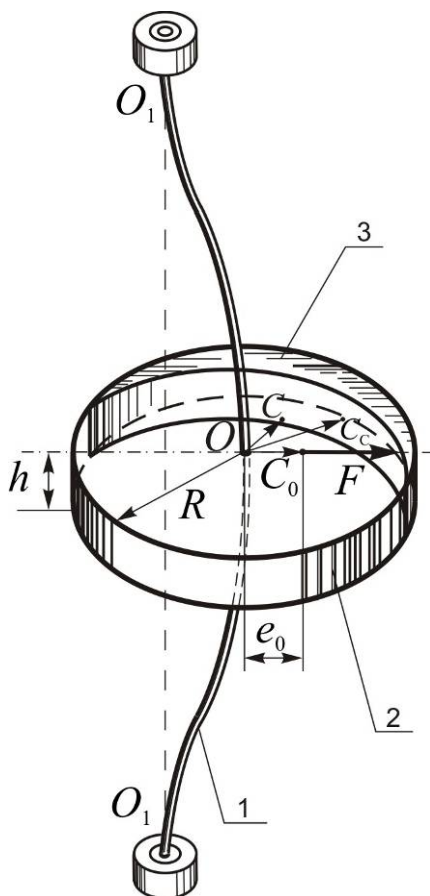


Рисунок 1.10 - Схема закріплення ротора

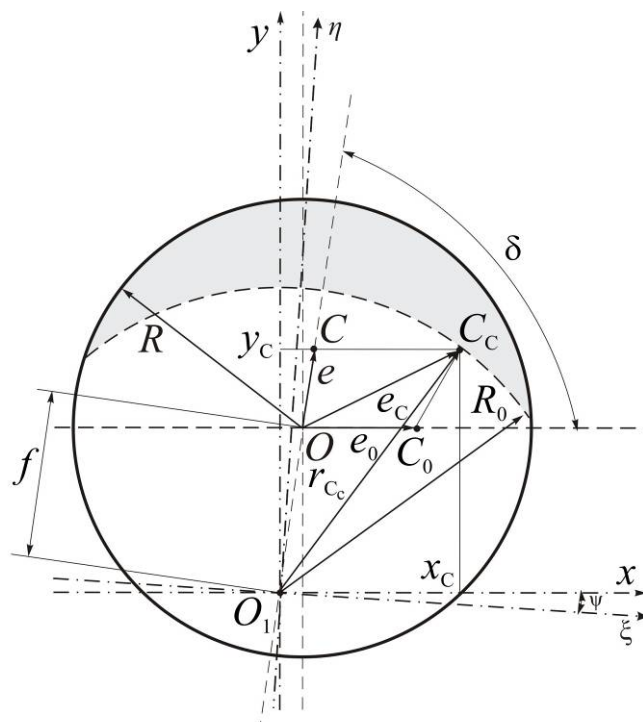


Рисунок 1.11 – Горизонтальний перетин циліндричної камери з рідиною

На ротор з боку вала діють [154]: сила пружності $\bar{F}_c = -c \cdot \overline{O_1O}$ й сила зовнішнього тертя, прикладена в точці O і пропорційна абсолютній швидкості \bar{V}_O цієї точки, $\bar{F}_v = -v \cdot \bar{V}_O$, де c і v коефіцієнти пружності й зовнішнього тертя. Природа цих сил докладно викладена в [117]. Так, сили зовнішнього тертя викликаються в'язким опором зовнішнього середовища, опор, спеціальних демпферів і залежать від швидкостей абсолютних переміщень точок ротора й

вала; сили внутрішнього тертя породжуються опором часток матеріалу й у першому наближенні вважаються пропорційними швидкості деформації вала.

За принципом Даламбера рівняння рівноваги головних векторів зовнішніх сил і сил інерції у [154] має вигляд:

$$-c \cdot \overline{O_1 O} - v \cdot \overline{V}_O - M \cdot \overline{a}_{C_0}^e - m \cdot \overline{a}_C^e = 0, \quad (1.1)$$

де M і m - маси ротора й рідини, $\overline{a}_{C_0}^e$, \overline{a}_C^e - переносні прискорення точок C_0 і C відповідно. Уведемо позначення: $\eta_0 = R^2 / (R^2 - R_0^2)$ - коефіцієнт, що характеризує заповнення камери; R - радіус камери; R_0 - радіус вільної поверхні рідини. Визначимо координати точок C_0 і C , відповідно, виразами:

$$x_{C_0} = x + e_0, \quad y_{C_0} = y, \quad x_C = \eta_0 \cdot x, \quad y_C = \eta_0 \cdot y. \quad (1.2)$$

Спроектуємо рівняння (1.1) на осі x , y і, використовуючи (1.2) для обчислення \overline{V}_O , $\overline{a}_{C_0}^e$, \overline{a}_C^e , одержимо рівняння стаціонарного руху системи, для якої $M_1 = M + \eta_0 \cdot m$:

$$c \cdot x - v \cdot \omega \cdot y - M_1 \cdot \omega^2 \cdot x = M \cdot e_0 \cdot \omega^2; \quad (1.3)$$

$$c \cdot y + v \cdot \omega \cdot x - M_1 \cdot \omega^2 \cdot y = 0.$$

З (1.3) визначимо обертовий момент, прикладений до вала з боку двигуна (уважаємо, що двигун розвиває зусилля, яке забезпечує задане обертання ротора). Розв'язок рівнянь (1.3) має вигляд:

$$x = \frac{M \cdot e_0 \omega^2 \cdot (c - M_1 \omega^2)}{(c - M_1 \omega^2)^2 + v^2 \cdot \omega^2}; \quad y = -\frac{M \cdot e_0 \cdot v \cdot \omega^3}{(c - M_1 \omega^2)^2 + v^2 \cdot \omega^2}. \quad (1.4)$$

Поклавши у (1.4) $v = 0$, одержимо розв'язок для однокамерного АБП без зовнішнього опору, розглянутий в [118, 155]. За формулами (1.4), (1.2) обчислимо прогин вала $f = \sqrt{x^2 + y^2}$ й відхилення центра мас системи від осі O_1O_1 : $O_1C_C = r_{C_C} = \sqrt{(x_{C_0}M + x_{Cm})^2 + (y_{C_0}M + y_{Cm})^2} / (M + m)$, які в безрозмірних змінних набувають вигляду:

$$f^* = \frac{f}{e_0} = \frac{z}{\sqrt{(1 - (1 + \eta_0 \cdot m_0) \cdot z)^2 + nz}}; \quad (1.5)$$

$$r_{C_C}^* = \frac{r_{C_C}}{e_0} = \frac{\sqrt{1 + nz}}{(1 + \mu) \sqrt{(1 - (1 + \eta_0 \cdot m_0) \cdot z)^2 + nz}},$$

де $z = M \omega^2 / c$ – характеризує відношення частоти обертання до власної частоти ротора, $n = v^2 / (c \cdot M)$ – безрозмірний коефіцієнт опору, $m_0 = m / M$ – відношення маси рідини до маси ротора.

Фазовий кут між прогином і дисбалансом δ (рис. 1.11) у випадку відсутності рідини (при $M_1 = M$) визначається формулою:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{y}{x} = - \frac{v \cdot \omega}{c - M_1 \cdot \omega^2}. \quad (1.6)$$

З виразів (1.4 - 1.6) маємо: при $\omega \rightarrow \infty$ ($z \rightarrow \infty$) $\Rightarrow f \rightarrow M \cdot e_0 / M_1$, $M / (M + \eta_0 \cdot m) < 1 \Rightarrow f < e_0$; $x \rightarrow - M e_0 / M_1$, $y \rightarrow 0 \Rightarrow r_{C_C} \rightarrow 0$, $\delta \rightarrow \pi \Rightarrow x_{C_0} = \eta_0 \cdot m \cdot e_0 / M_1$, $y_{C_0} = 0$; $x_C = - \eta_0 \cdot M \cdot e_0 / M_1$, $y_C = 0 \Rightarrow$ центр мас системи (C_C) прагне зайняти положення на осі обертання $O_1O_1 \Rightarrow$ відбувається самоцентрування системи.

Розрахунки, проведені за формулами (1.5) свідчать, що зі збільшенням маси рідини в роторі відбувається зменшення критичної швидкості, при якій прогин вала досягає максимуму (з'являється резонанс). Подальший аналіз

розрахунків показує, що зі збільшенням зовнішнього опору при незмінному m_0 критична швидкість і відповідний їй прогин зменшуються, а самоцентрування системи ($r_{Cc} \rightarrow 0$) прискорюється. При сталому опорі ($n=const$) збільшення маси рідини (параметра m_0) так само прискорює самоцентрування системи. Критична частота обертання ротора при тих самих значеннях n і m_0 зменшується з ростом параметра η_0 .

1.2.3.2 Стаціонарне обертання незрівноваженого ротора з рідинним автобалансувальним пристроєм при дії сил зовнішнього тертя й зовнішнього моменту

У рамках класичного підходу розглянемо вплив сил зовнішнього тертя на обертання ротора з рідинним автобалансувальним пристроєм навколо вертикальної осі. Рідина в балансувальній камері при стаціонарному русі обертається разом з ротором як тверде тіло рис 1.11. Визначимо аналітичні вирази для прогину вала, дисбалансу системи й необхідного обертового моменту від двигуна, що забезпечує обертання із заданою швидкістю.

У [154] визначено обертовий момент M_o , прикладений до вала з боку двигуна:

$$M_o = f \cdot v \cdot V_o = v \cdot f^2 \cdot \omega = v \cdot \omega \cdot (x^2 + y^2). \quad (1.7)$$

За формулами (1.2 - 1.4, 1.7) обчислимо прогин вала $f = \sqrt{x^2 + y^2}$; дисбаланс системи $d = (M + m) \cdot r_{Cc}$ і обертовий момент M_o :

$$f = \frac{e_0 \cdot z}{\sqrt{(1 - m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z}}; \quad d = \frac{M \cdot e_0 \cdot \sqrt{1 + nz}}{\sqrt{(1 - m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z}}; \quad M_o = \frac{e_0^2 \cdot z^2 \cdot c \cdot \sqrt{nz}}{(1 - m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z}, \quad (1.8)$$

де $m_1 = M_1 / M = 1 + m_0$ - відношення зведеної маси системи до маси ротора.

Для порівняння руху ротора з рідинним АБП й без нього розглянемо наступні відношення:

$$\frac{f}{f_1} = \frac{d}{d_1} = \sqrt{\frac{(1-z)^2 + n \cdot z}{(1-m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z}}; \quad \frac{M_o}{M_{o1}} = \frac{(1-z)^2 + n \cdot z}{(1-m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z},$$

де f_1 , d_1 , M_{o1} — відповідно прогин вала, дисбаланс, обертальний момент при русі ротора без балансувальної рідини, одержані з (1.8) при $m_1=1$.

Кут зрушення фази руху δ визначається формулою:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{y}{x} = -\frac{\nu \omega}{c - M_1 \omega^2} = -\frac{\sqrt{nz}}{1 - m_1 z}. \quad (1.10)$$

Цей вираз за відсутності рідини, тобто при $m_1=1$, збігається з аналогічною формулою в [3]. Відношення прогинів вала f/f_1 , при $n=0$ збігається з відповідним значенням, отриманим для обертання без сил тертя в [61].

З формул (1.7 - 1.10) маємо: при $\omega \rightarrow \infty$ ($z \rightarrow \infty$) $\Rightarrow f \rightarrow M e_0 / M_1$, $M / (M + \eta_0 \cdot m) < 1 \Rightarrow f < e_0$; $x \rightarrow - M e_0 / M_1$, $y \rightarrow 0 \Rightarrow r_{C_c} \rightarrow 0$, $\delta \rightarrow \pi \Rightarrow x_{C_o} = \eta_0 \cdot m \cdot e_0 / M_1$, $y_{C_o} = 0$; $x_C = - \eta_0 \cdot M \cdot e_0 / M_1$, $y_C = 0 \Rightarrow d \rightarrow 0$, $M_o \rightarrow \infty \Rightarrow$ центр мас системи прагне зайняти положення на осі обертання $O_1 O_1$, відбувається самоцентрування системи.

Оскільки $\left((1-z)^2 + n \cdot z \right) < \left((1-m_1 \cdot z)^2 + n \cdot z \right)$ при $z > 2/(1+m_1)$, то за (1.8) рідинний АБП зменшує прогин і дисбаланс системи в порівнянні з ротором без рідини на частотах обертання вищих за $\omega = \sqrt{2/(1+m_1)} \cdot \omega_0^2$.

З (1.8) випливає, що максимальний прогин вала $f^{cr} = 2e_0 / \sqrt{4m_1 n - n^2}$ має місце при критичній кутовій швидкості $z^{cr} = 2/(2m_1 - n)$.

За відсутності рідини в балансувальній камері - $z_1^{cr} = 2/(2 - n)$ і $f_1^{cr} = 2e_0 / \sqrt{4n - n^2}$.

Порівнюючи ці значення, маємо: рідинний АБП зменшує критичну швидкість і максимальне відхилення ротора від осі обертання.

1.2.3.3 Дослідження стійкості стаціонарного обертання

незрівноваженого ротора з рідинним

автобалансувальним пристроєм на гнучкому валу

У ряді робіт, до прикладу, в [3, 156] отримані наближені умови стійкості стаціонарного обертання зрівноваженого циліндра, які важко застосувати до систем з АБП. Безпосереднє дослідження стійкості обертання роторів з рідинними АБП в літературі не описане. Цими питаннями частково займалися Пашков Є.М. і Дубовик В.А. в [104], де аналізується стійкість обертання ротора з рідинним АБП з вільною поверхнею при дії сил зовнішнього й внутрішнього тертя. Узагальнемо підхід цих авторів і визначимо критичні кутові швидкості, за яких порушується стійкість стаціонарного обертового руху ротора з АБП.

Як правило, усі відомі дослідження містять додаткові припущення, які дозволяють виключити з розгляду гідродинамічну задачу. Для прикладу, у [104] для заданої моделі ротора з АБП (рис. 1.11) вводяться додаткові обмеження для АБП: вільна поверхня рідини вважається недеформованим поплавцем. Тоді при обертанні системи вал прогинається в місці кріплення ротора на величину O_1O , поплавець, для якого геометрична й матеріальна осі симетрії збігаються, так само як у поплавкових гіроскопах [157] центрується на осі обертання O_1O_1 за рахунок сил тиску, а рідина перетікає убік прогину. Також припускається, що при збуреному русі ротора відрив рідини від стінок не відбувається й центрування поплавця зберігається. У цьому випадку центр мас шару рідини розташований на лінії центрів O_1O у точці C .

Закони обертового руху ротора й системи O_1x визначаються кутом повороту $\psi(t)$. За узагальнені координати обираємо координати в нерухомій

системі точки O , які позначимо через ξ, η . У [104] прийнято, що на роторну систему вал – камера – рідина з боку вала діють сила пружності $\bar{F}_c = -c \cdot \overline{O_1O}$, сили внутрішнього й зовнішнього тертя $\bar{F}_k = -k \cdot \bar{V}_O^r$ й $\bar{F}_v = -v \cdot \bar{V}_O$, які прикладені в точці O і є пропорційними відповідно до прогину вала $\overline{O_1O} = x \cdot \bar{i} + y \cdot \bar{j}$. Запишемо вирази для швидкості точки O у рухомій системі координат O_1xy :

$$\bar{V}_O^r = (\dot{\xi} + \eta\dot{\psi}) \cdot \bar{i} + (\dot{\eta} + \xi\dot{\psi}) \cdot \bar{j} ; \quad (1.11)$$

для абсолютної швидкості:

$$\bar{V}_O = \dot{\xi} \cdot \bar{i} + \dot{\eta} \cdot \bar{j} , \quad (1.12)$$

де \bar{i}, \bar{j} - орти декартової системи $O_1\xi\eta$. Умова рівноваги розглядуваних сил і сил інерції системи за [104] запишеться у вигляді:

$$-c \cdot \overline{O_1O} - k \cdot \bar{V}_O^r - v \cdot \bar{V}_O - M \cdot \bar{a}_{C_0} - m \cdot \bar{a}_C = 0 , \quad (1.13)$$

де M, m , і \bar{a}_{C_0}, \bar{a}_C - маси й прискорення центрів мас відповідно ротора й рідини. Координати точок C_0 і C у нерухомій системі координат:

$$\xi_{C_0} = \xi + e_0 \cdot \cos\psi, \quad \eta_{C_0} = \eta + e_0 \cdot \sin\psi, \quad \xi_C = \eta_0 \cdot \xi, \quad \eta_C = \eta_0 \cdot \eta. \quad (1.14)$$

Спроектуємо (1.13) на осі ξ, η з врахуванням (1.11, 1.12) і (1.14), одержимо диференціальні рівняння руху ротора з АБП:

$$c \cdot \ddot{\xi} + (p + v) \cdot \dot{\xi} + c \cdot \xi + p \cdot \eta \cdot \dot{\psi} = M \cdot e_0 \cdot (\dot{\psi}^2 \cos\psi + \ddot{\psi} \sin\psi); \quad (1.15)$$

$$c \cdot \ddot{\eta} + (p + \nu) \cdot \dot{\eta} + c \cdot \eta + p \cdot \xi \cdot \dot{\psi} = M \cdot e_0 \cdot (\dot{\psi}^2 \sin \psi + \dot{\psi} \cos \psi).$$

Вважаючи у (1.15) $e_0=0$, $m=0$ і $\nu=0$, маємо рівняння руху центру мас зрівноваженого диска на пружному валу при дії внутрішнього тертя, наведені в [3]. Маємо співвідношення між коефіцієнтом p і коефіцієнтом k : $p=ck/E$, де c - жорсткість вала на вигин; E - модуль пружності матеріалу вала.

За умови $\omega = \dot{\psi}(t) = \text{const}$ розв'язок рівнянь (1.15) має вигляд:

$$\xi_c = f \cos(\omega t + \eta); \quad \eta_c = f \sin(\omega t + \xi); \quad (1.16)$$

з якого f - прогин вала:

$$f = \frac{M \cdot e_0 \cdot \omega^2}{\sqrt{(c - M_1 \cdot \omega^2)^2 + \nu^2 \cdot \omega^2}};$$

δ – фазовий кут (кут між вектором дисбалансу ротора $\overline{OC_0}$ й напрямком прогину $\overline{OO_1}$):

$$\text{tg} \delta = -\frac{\nu \cdot \omega}{c - M_1 \cdot \omega^2}.$$

З (1.16) видно, що наведений розв'язок, який відповідає стаціонарному обертанню ротора з АБП, не залежить від сил внутрішнього тертя. Це очевидно, оскільки при такому русі деформація вала не змінюється.

Для дослідження стійкості розглянутого обертання введемо відхилення $\xi' = \xi - \xi_c$, $\eta' = \eta - \eta_c$. Вважаючи, що кутова швидкість залишається увесь час сталою, з (1.15) із врахуванням (1.16) одержимо систему рівнянь збуреного руху:

$$m \cdot \ddot{\xi}' + (p + \nu) \cdot \dot{\xi}' + c \cdot \xi' + p \cdot \eta' \cdot \omega = 0;$$

(1.17)

$$c \cdot \ddot{\eta}' + (p + \nu) \cdot \dot{\eta}' + c \cdot \eta + p \cdot \xi' \cdot \omega = 0.$$

Характеристичне рівняння системи (1.17) є рівнянням 4-го порядку.

У [104] показано, що умови стійкості Рауса-Гурвіца [117] виконуються якщо:

$$\omega < \omega^* = \left(1 + \frac{\nu}{p}\right) \sqrt{\frac{c}{M}} \sqrt{\frac{1}{m_1}}, \quad m_1 > 1. \quad (1.18)$$

При $m_1=1$, одержимо умову стійкості стаціонарного обертання ротора без АБП. Порівнюючи (1.18) з відповідною нерівністю при $m_1=1$, маємо, що граничне значення кутової швидкості при стійкому обертанні ротора з АБП $\omega^*(m_1)$ є меншим ніж для ротора без АБП.

Відомо, що рідинний АБП зменшує прогин вала й дисбаланс системи при кутових швидкостях обертання [118]:

$$\omega > \omega_* = \left(1 + \frac{\nu}{p}\right) \sqrt{\frac{c}{M}} \sqrt{\frac{2}{1+m_1}}. \quad (1.19)$$

З (1.18, 1.19) випливає, що стійке стаціонарне обертання ротора з рідинним АБП, яке зменшує вібрацію, можливе при кутових швидкостях, що задовольняють умову $\omega_* < \omega < \omega^*$.

Для закритичної області обертання ротора без рідини в камері автобалансира характерною є протилежна напрямленість прогину \bar{f} і стаціонарного дисбалансу ротора $\bar{D}_o = M \cdot \bar{e}_o$ (рис. 1.12).

Зі збільшенням кутової швидкості ω прогин f за абсолютною величиною зменшується. Це є можливим лише при зменшенні впливу поля відцентрових сил на систему, а оскільки ω збільшується, то розміщення основних точок

системи C_0 , O та O_1 буде таким, як показано на рис. 1.12. Відстань між точками C_0 та O_1 дорівнює $|f - e_0|$.

Отже, класичний підхід, який не містить гідродинамічної задачі, описує лише процес самоцентрування роторної системи, що відбувається в закритичній зоні обертання системи не залежно від наявності рідини в камері АБП.

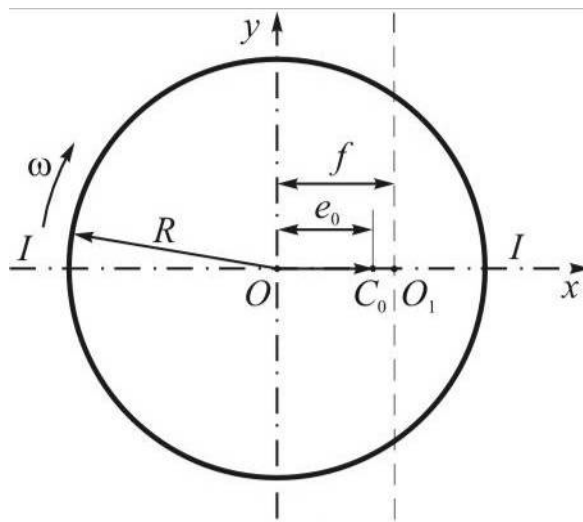


Рисунок 1.12 – Схема розміщення центра мас C_0 ротора відносно осі обертання O_1 й осі O вала, який прогнувся, без рідини в камері автобалансувального пристрою при кутовій швидкості $\omega > \omega_{кр}$

1.2.3.4 Важливі наслідки класичного підходу до обґрунтування самоцентрування системи вал-пасивний АБП

1. Якщо вал розташований горизонтально, то під дією ваги камери з рідиною й вала виникає прогин f_0 (рис. 1.13) і пружна лінія займає положення $O_1O_0O_1$. Відцентрова сила збільшує прогин на величину f (яку потрібно підраховувати без врахування власне вала) і пружна лінія займе положення O_1OO_1 .

Центр ваги системи камера-рідина при цьому перебуває в точці C_C і описує коло навколо точки O , що лежить на осі вала. Періодичне підняття й опускання центру ваги викликає зміну кутової швидкості вала. Однак у практиці коливання кутової швидкості через підняття й опускання центру ваги вкрай малі та їх впливом на критичне число обертів вала можна знехтувати [158]. Тому при розташуванні вала в горизонтальному або вертикальному або похилому положеннях критичне число обертів практично залишається незмінним.

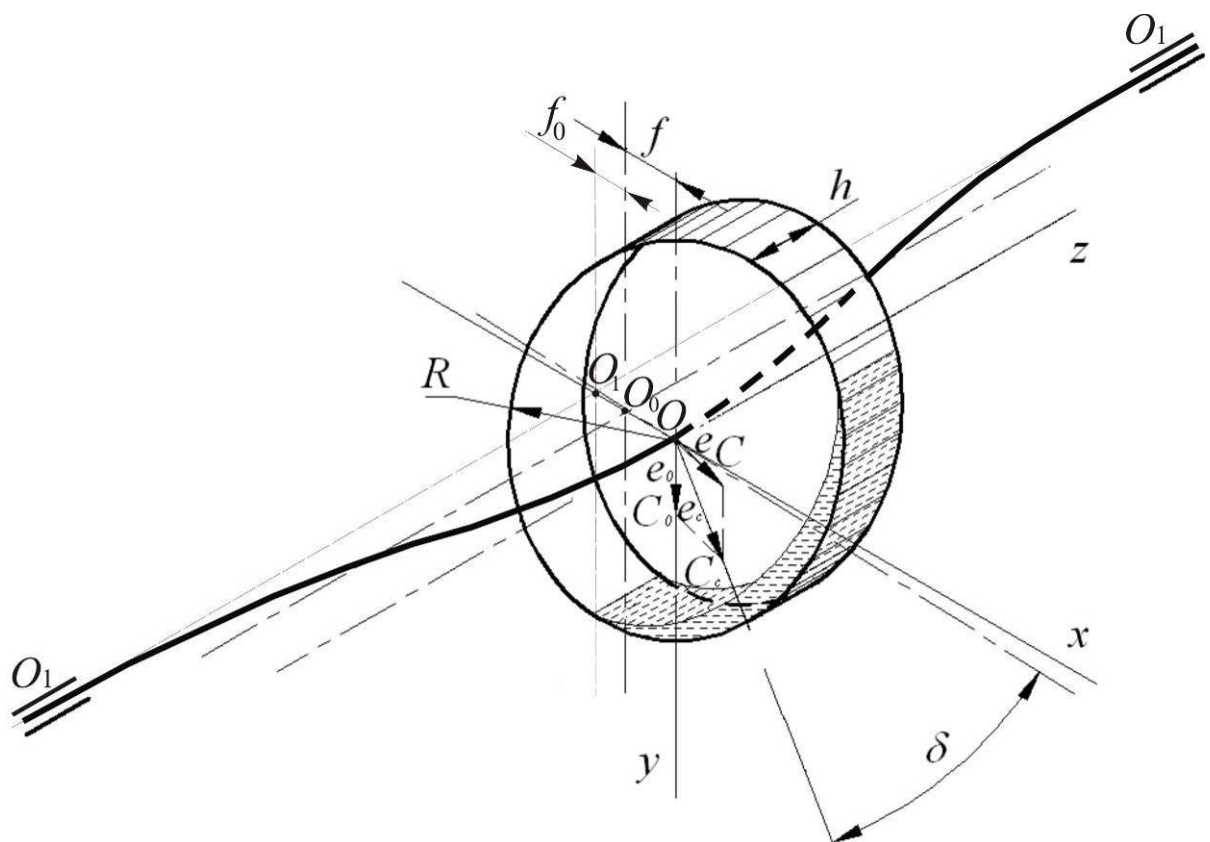


Рисунок 1.13 - Розташування центра ваги системи камера АБП-рідина C_C при горизонтальному розташуванні вала, що прогнувся від власної ваги та відцентрових сил

2. При усталеному русі ротора зі сталою кутовою швидкістю ω циліндрична камера АБП знаходиться під дією сили пружності вала, яка пропорційна коефіцієнту жорсткості вала на вигин у місці закріплення камери

(коефіцієнтом жорсткості вала на вигин у будь-якій точці називається відношення сили, прикладеної в цій точці, до викликаного цією силою переміщення), і відцентрової сили інерції маси камери з рідиною (вага камери, як сила стала за величиною і напрямком, не враховується; не враховується також інерція камери у відношенні повороту її навколо діаметра).

Якщо $\omega < \omega_{кр}$, то зі зміною прогину вала при сталій кутовій швидкості обертання ротора сили пружності вала змінюються швидше ніж сили інерції камери АБП. Тому, якщо під дією якого-небудь зовнішнього імпульсу прогин вала збільшиться, то сили пружності зростуть у більшій мірі, ніж сили інерції, і порушена рівновага буде відновлюватися. При зменшенні прогину сили пружності будуть зменшуватися в більшій мірі, ніж сили інерції, і під дією надмірної сил інерції рівновага знову-таки буде відновлюватися. Якщо під дією імпульсу, перпендикулярного напрямку прогину, центр мас камери повернеться щодо місця закріплення камери на валу, то виникає складова відцентрової сили, що відновлює положення рівноваги. Отже, стійкість руху при $\omega < \omega_{кр}$ не може бути порушена ніякими зовнішніми впливами.

Якщо ж $\omega > \omega_{кр}$, то зі зміною прогину вала при сталій кутовій швидкості відцентрові сили інерції камери змінюються швидше, ніж сили пружності. Тому і при збільшенні прогину, і при його зменшенні з'являються надмірні сили, що збільшують відхилення ротора від положення рівноваги. При повороті центра ваги щодо місця закріплення камери на валу, з'являється складова відцентрової сили, що сприяє подальшому відхиленню центра ваги від положення рівноваги. Таким чином, при $\omega > \omega_{кр}$ рух ротора, що знаходиться під дією тільки сил пружності і відцентрових сил інерції, є нестійким. Однак рух ротора при $\omega > \omega_{кр}$ у дійсності є стійким. Стійкість руху в цих умовах забезпечується за рахунок так званої гіроскопічної стабілізації, що має місце внаслідок швидкого обертання ротора. Фізичний зміст гіроскопічної стабілізації полягає в тому, що при будь-якому відхиленні ротора від положення рівноваги виникають коріолісові сили, які повертають ротор у

положення рівноваги або, які приводять до коливань ротора біля положення рівноваги.

Таким чином, після втрати стійкості на критичній швидкості, при подальшому збільшенні кутової швидкості рух знову стає стійким, прогин вала безупинно зменшується і при $\omega \rightarrow \infty$ стає рівним величині ексцентриситету центра мас камери, тобто при великих кутових швидкостях $\omega \gg \omega_{кр}$ камера практично обертається навколо свого центра мас, як вільний гіроскоп.

3. При усякому фіксованому значенні кутової швидкості (крім $\omega = \omega_{кр}$) обертання супроводжується певною і незмінною в часі деформацією вала. Будь-яке волокно в процесі руху залишається однаково розтягнутим (або стиснутим) незалежно від часу.

Критичний стан звичайно вважають неприпустимим в експлуатації, і поблизу $\omega_{кр}$ виділяють зону небезпечних значень кутових швидкостей.

Для усунення прогину, що виникає при обертанні незрівноваженого вала, можна застосовувати спеціальні пристрої, що забезпечують автоматичне балансування. Таке балансування особливо необхідне, коли в умовах експлуатації можлива істотна зміна незбалансованості вала або ротора.

Автоматичне балансування сприяє збереженню прямолінійної форми вала і цим відрізняється від самоцентрування диска при високих швидкостях обертання, коли відбувається центрування маси диска при відповідно вигнутому валу.

4. Обертання ротора може супроводжуватися так званім прецесійним рухом вала. Прецесією вала називається обертання площини, у якій лежить вигнута вісь вала. Якщо ця площина обертається з тією самою кутовою швидкістю, що і камера, і в тому ж напрямку, то прецесія називається прямою синхронною прецесією. Такий прецесійний рух вала викликається незбалансованістю камери і тому спостерігається практично завжди. Якщо ж площина вигнутої осі вала обертається убік, протилежний обертанню камери, але з тією ж кутовою швидкістю, то прецесія називається оберненою синхронною. При розбіжності кутових швидкостей обертання камери і

площини вигнутої осі вала прецесії називаються несинхронними. Однак для виникнення оберненої прецесії необхідні особливі умови, які на практиці мають місце доволі рідко. При оберненій прецесії вала мають місце великі втрати енергії на гістерезис; так, при оберненій синхронній прецесії за один оборот вала кожна точка перетину вала двічі переходить з розтягнутої зони в стиснуту і назад, у той час як при прямій синхронній прецесії втрати на гістерезис відсутні, оскільки характер деформації волокон не змінюється при обертанні вала. Характер деформації волокон вала при прямій синхронній прецесії буде змінюватися, якщо діє сила ваги або якщо жорсткість системи ротор – корпус у різних напрямках буде не однаковою і траєкторія центра мас камери є еліпсом. Тому обернена прецесія виникає досить рідко і супроводжується, як правило, малими прогинами вала, навіть на критичних швидкостях. З цієї причини на практиці доводиться мати справу майже винятково з прямою синхронною прецесією.

Висновки до розділу

1. Існує великий клас машин (пральні машини, медичні центрифуги, сепаратори та інші), в яких дисбаланс постійно змінюється під час експлуатації або від пуску до пуску машини. Для таких машин найбільш дієвим є автоматичне балансування або самобалансування, в ході якого пасивні коригувальні тіла відслідковують зміну дисбалансу і намагаються своїм рухом зберігати зрівноваженість. Такий метод балансування є важливими та потрібними для практики, оскільки він не потребує знання форм коливань роторів.

2. Встановлено основні вимоги до автобалансувальних пристроїв залежно від умов експлуатації та обслуговування, конструктивних характеристик і динамічних властивостей незрівноваженої системи, що обертається.

3. Оцінено переваги рідинних пасивних автобалансирів прямої дії: перспективні для усунення режимної зміни дисбалансу роторних машин;

досить ефективно компенсують дисбаланс, що змінюється; здійснюють автоматичне балансування з високою точністю й мінімальним часом перехідного процесу; прості за конструкцією, не вимагають надвисокої якості виготовлення і значних економічних витрат; легко вбудовуються в ротор без істотної зміни його конструкції, надійні в роботі; їх робота здійснюється за рахунок енергії самого ротора; мають малу вагу і габарити; характерна іскробезпека та безшумність роботи. Встановлено, що найбільшого розвитку одержали пристрої на основі АБП Леблана (конструкція вал-диск, ускладнена жорстко закріпленою на валу камерою, частково заповненою рідиною).

4. Визначено, що загальна теорія пасивних АБП (зокрема, і рідинного типу) містить низку невирішеними фундаментальних проблем, як:

1) не існує фундаментального підходу до вивчення роботи рідинного АБП на всьому діапазоні кутових швидкостей;

2) як наслідок, не існує методів визначення умов настання автобалансування, зокрема, на докритичному діапазоні кутових швидкостей руху ротора;

3) в основу принципу роботи усіх пасивних АБП покладено явище самоцентрування ротора, у рамках якого при перевищенні критичної кутової швидкості ротор починає обертатися «легкою» стороною назовні, що відбувається в закритичній зоні обертання ротора не залежно від наявності робочих тіл (рідини) в камері АБП.

5. З'ясовано, що існують принципові недоліки у методологічному підході до дослідження процесу зрівноваження і віброзахисту ротора рідинним АБП, в основу якого історично покладено кінетостатичний або квазістатичний метод Сірла, який не містить гідродинамічної задачі, описує лише процес самоцентрування роторної системи, що відбувається в закритичній зоні обертання системи не залежно від наявності рідини в камері АБП. Рідина в такій задачі виконує місію доданої маси. Основними результатами класичного дослідження є: рідинний автобалансувальний пристрій, приєднаний до ротора, зменшує кутову критичну швидкість вала, перехід через яку приводить до

нестійкості обертання системи; зовнішнє тертя прискорює самоцентрування системи; прогин вала, дисбаланс системи, обертальний момент при заданій кутовій швидкості вала залежать від співвідношення зведеної маси, маси ротора і сил зовнішнього тертя; робота рідинного АБП обмежується закритичним режимом руху системи.

6. Встановлено наявність технологічних та геометричних параметрів, вплив яких на ефективність автобалансування може бути суттєвим. До таких параметрів належать: форма вільної поверхні робочої рідини; кут нахилу осі ротора до лінії горизонту; фізичні властивості рідини (густина, в'язкість); характеристики хвильових процесів на поверні рідини, динамічні характеристики ротора, що зрівноважується, та інші. Відсутні методи врахування цього впливу, його ступінь не визначена і вони не знайшли свого відображення у відповідних аналітичних залежностях.

Метою цього дисертаційного дослідження є розвиток наукових основ автоматичного зрівноваження роторів машин балансиром прямої дії рідинного типу для підвищення ефективності їх функціонування та забезпечення вібростійкості обертючих елементів машин шляхом комплексного вивчення динамічних процесів системи ротор–рідинний балансір та визначення оптимальних параметрів автобалансувальних пристроїв.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких *завдань*:

– провести теоретичне дослідження динаміки роторної системи з автобалансином рідинного типу на основі комплексної математичної моделі рідинного АБП, що включає гідродинамічну задачу обертання циліндричної порожнини частково заповненої рідиною, задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП;

– провести моделювання режимів руху (якісних станів) робочої рідини в камері АБП; обґрунтувати оцінки кутових швидкостей обертання роторної системи, за яких відбувається включення робочої рідини в рух і в ефективне автобалансування в докритичному діапазоні кутових швидкостей;

– проаналізувати збурення відносного руху рідини в камері АБП, що обумовлені об’ємними переносною і коріолісовою силами інерції; визначити викривлення полів швидкостей, тисків і вільної поверхні рідини; дослідити резонансні явища в потоці робочої рідини; надати фізичне пояснення одержаним результатам, які необхідно враховувати при конструюванні відповідних автобалансувальних пристроїв;

– обґрунтувати існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною;

– обґрунтувати оцінку ефективності автоматичного балансування рідинним АБП залежно від просторового положення роторної системи і конструкції автобалансувального пристрою, фізичних властивостей робочих рідин;

– проаналізувати вплив сили ваги і кута нахилу осі ротора з камерою АБП відносно горизонтального розташування на рух рідини, отримати аналітичні залежності величини залишкових прогинів від кута нахилу;

– розробити метод визначення оптимальних параметрів автобалансувального пристрою, який враховує наявність достатнього об’єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи, кут нахилу осі ротора, геометричні параметри АБП і фізичні властивості робочої рідини;

– розробити розрахунково-експериментальний метод оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного самозрівноваження;

– розвинути експериментальні методи та засоби дослідження поведінки робочої рідини в камері АБП і процесу автоматичного балансування роторних систем з різним просторовим положенням осі обертання, провести експериментальні дослідження та здійснити верифікацію математичних моделей і перевірку адекватності результатів теоретичних досліджень.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ БАЛАНСУВАЛЬНОЇ РІДИНИ В КАМЕРІ АБП

У цьому розділі на основі системного моделювання подано теоретичне обґрунтування роботи рідинного автобалансира [159, 181-184]. Вивчаються малі збурення потоку, які викликаються рівномірним обертанням камери АБП [185-188], розглянуто умови хвилеутворення на вільній поверхні рідини [189-190] і дано теоретичне пояснення умов існування рідинного автобалансування [191-193] на докритичному діапазоні кутових швидкостей обертання ротора.

При вивченні роторних систем з рідиною виникає важливий клас задач динаміки тіл з порожнинами, що містять рідину. Задачі динаміки роторних систем з рідиною становлять інтерес із загальнотеоретичної точки зору, стимулюючи розвиток методів дослідження, що дозволяють урахувати спільну дію таких факторів, як обертання, наявність вільної поверхні й в'язкість рідини, реакції опор, а також привода, що підтримує обертання. Разом з тим конкретні результати дослідження динаміки зазначених систем становлять самостійний інтерес, зокрема при розробці й створенні різних роторних машин (сепараторів, рідинних гіроскопів, ультрацентрифуг, турбін, охолоджуваних рідиною зсередини, і т.п.) і АБП для їх автоматичного зрівноваження. Типова роторна система з рідиною схематично зображена на рисунку 2.1 [163]. Тверде тіло 1 має вісь 2, розташовану у в'язкопружних опорах 4, і обертається під дією моменту привода \bar{M} . При відхиленнях осі тіла 2 від нерухомої в просторі осі стаціонарного обертання 3 на тіло діють реакції в'язкопружних опор 4. Порожнина тіла 5 містить в'язку рідину 6, яка має вільну поверхню.

Експериментальні дослідження стійкості обертання тіл, що містять порожнини, цілком або частково заповнені рідиною, досить складні. Було проведено доволі багато досліджень з вовчками, що містять порожнини еліпсоїдальної, циліндричної форми, цілком або частково заповнені рідинами різної в'язкості [164]. Візуальні спостереження показали, що при обертанні вісь симетрії вовчка із заповненням здійснює швидкий нутаційний рух. У зв'язку із

цим не завжди можливо точно вловити момент втрати стійкості. В експериментальній роботі [115] було виявлене порушення коливань ротора опорної центрифуги при неповному заповненні рідиною. Л.В. Єпішев провів також теоретичний аналіз причин нестійкості, ввівши гідродинамічні сили, наслідуючи роботу П.Л. Капіци [165]. Експериментальним дослідженням стійкості обертального руху тіл з рідким заповненням присвячені роботи [166, 167].

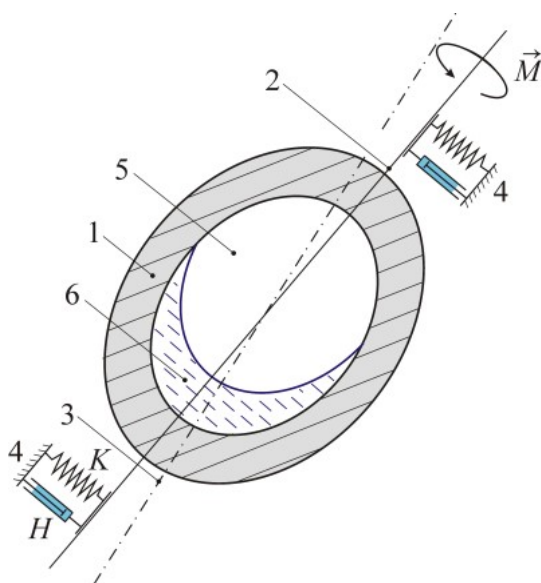


Рисунок 2.1 - Типова роторна система з рідиною

Теоретичне дослідження стійкості обертання циліндричного ротора, вісь якого розташована у в'язкопружних опорах, за умови сталості кутової швидкості обертання й частковому заповненні порожнини ротора ідеальною рідиною виконане в [168, 169]. Та сама задача, але у випадку в'язкої рідини, розглядалася в [170, 171]. У цих роботах установлена важлива роль внутрішніх резонансів у виникненні нестійкості стаціонарного обертання роторних систем, що містять рідину. Установлено також, що без врахування в'язкості рідини й зовнішнього демпфірування не можна правильно побудувати межі областей стійкості в просторі параметрів. Ці висновки аналогічні зробленим раніше в теорії коливань пружних систем із внутрішнім тертям [172, 80]. Разом з тим систематичної теорії, яка враховує як зовнішнє демпфірування, так і в'язкість

рідини, що й дозволяє побудувати всі межі областей стійкості в просторі параметрів, у роботі [170] немає. Більше того, у роботі [171] використовується консервативний критерій нестійкості – поява кратного характеристичного числа на уявній осі, тоді як система неконсервативна. З обережністю слід також ставитися й до результатів, отриманих з використанням наближення граничного шару, тому що в обертовій рідині не можна, загалом кажучи, зневажити реакцією граничного шару на зовнішній потік, а також залежністю товщини шару рідини від частоти коливань ротора.

Ще з роботи [115] щодо динаміки ротора опорної центрифуги, частково заповненої рідиною, відомий експериментальний факт: виникнення нестійкості режиму стаціонарного обертання призводить до кругової прецесії на частоті, близькій до частоти обертання ротора. Пізніше були початі численні спроби пояснити цей факт теоретично. Так, у роботі Вольфа (мол.) [173] у рамках плоскої моделі обертового прецесійного ротора, частково заповненого ідеальною нестисливою рідиною, встановлено, що виникнення нестійкості режиму стаціонарного обертання пов'язане з появою збуреного руху у вигляді кругової прецесії, але її частота сильно відрізняється від частоти обертання ротора. Спроби уточнити результати [173] шляхом врахування в'язкості рідини були початі в роботах [170, 171]. У роботі [170] з використанням теорії граничного шару встановлено, що врахування в'язкості незначно змінює результати [173], принаймні, там, де теорія застосовна. До аналогічного висновку прийшли автори [171]. Ці автори використовували точний розв'язок плоскої задачі про рух в'язкої нестисливої рідини в обертовому прецесійному роторі. Але, як не дивно, вони використовували також консервативний критерій стійкості. У їхній роботі передбачається, що виникнення нестійкості пов'язане з появою кратного уявного кореня характеристичного рівняння. Спроба уточнити результати Вольфа (мол.) при розгляді тривимірної моделі обертового прецесійного ротора, частково заповненого ідеальною рідиною, була почата Ліхтенбергом [174]. Але і йому не вдалося добитися збігу з експериментальними даними. Виникнення режиму синхронної прецесії на межі

області стійкості режиму стаціонарного обертання ротора, що містить в'язку рідину, пророкує теорія, розроблена В.В. Болотіним [172]. Однак ця теорія напівемпірична. Вона опирається на так звану «концепцію обертового тертя».

Дослідження поведінки режиму стаціонарного обертання циліндра, частково заповненого в'язкою нестисливою рідиною, поблизу межі області стійкості в просторі параметрів проведене в [163]. В рамках плоскої моделі автору вдалось показати, що на межі області стійкості режиму стаціонарного обертання виникає збурений рух у вигляді кругової прецесії. При цьому частота прецесії близька до частоти обертання ротора, якщо зовнішнє демпфірування достатньо мале. Саме значення критичної частоти обертання ротора відповідає знайденому в [175]. Аналогічні підходи дослідження стійкості режиму стаціонарного обертання роторних систем, що містять рідину, застосовані у [176-178].

У багатьох дослідженнях, присвячених динаміці та стабілізації роторів, частково заповнених рідиною, приділяється велика увага динамічним властивостям рідини; хорошими оглядами щодо цих питань є робота Болотіна [172] та Кандалла [194]. Більшість досліджень, таких як роботи Вольфа [173], Хендрікса і Мортонна [141], Холма-Крістенсена та Трегера [142], базуються на лінійній теорії (лінеаризації). Хоча такого підходу цілком достатньо для визначення стійкості руху, але може бути недостатнім для моделювання та розуміння динаміки рідинного балансування (у будь-якому випадку, якщо до розгляду включені вільні (необмежені) компоненти хвилі).

Математичні моделі роторних систем з рідиною, що описуються рівняннями Нав'є-Стокса, досить складні для аналізу стійкості. Труднощі дослідження розподілених моделей спонукають до побудови дискретних моделей [179], які могли б із задовільною точністю описати деякі важливі особливості поведінки роторних систем, що містять рідину. В [180] була запропонована дискретна модель роторної системи з рідиною. У порівнянні з континуальною моделлю [163] показано, що ця дискретна модель при правильному доборі параметрів дозволяє досить точно визначити область

стійкості режиму стаціонарного обертання в площині параметрів в'язкопружного закріплення осі ротора.

Задачі про рух обертових тіл з порожнинами, частково заповненими рідиною, стосовно до задачі автобалансування розглянуті в досить обмеженій кількості робіт. Так, дослідженню обертання зрівноваженого ротора при частковому заповненні камери АБП рідиною присвячені роботи [115, 116]. Гнучкі коливання вала з незрівноваженим диском на ньому вивчаються в [161, 117]. У [33, 118] показано вплив рідини у камері ротора, що обертається, на автоматичне балансування механічної системи без врахування сил опору. У дослідженні [96] розглянуто усталений рух незрівноваженого ротора з рідиною в камері АБП за наявності зовнішнього тертя, однак, задана умова, що рідина в балансувальній камері обертається разом з ротором як тверде тіло. Визначено, що рідинний АБП зменшує критичну швидкість і максимальне відхилення ротора від осі обертання. У [119] досліджено вплив сили ваги на процес рідинного автобалансування для вертикального ротора.

Однак, авторами не враховуються своєрідні хвильові процеси, що поширюються в нестисливій рідині, яка рівномірно обертається в закритій циліндричній камері. Їх походження пов'язане з коріолісовими силами, які виникають при обертанні [195].

2.1 Визначення умов якісних станів руху робочої рідини в камері АБП

2.1.1 Рівняння вільної поверхні рідини при обертанні в камері АБП

Узагальнимо задачу про форму вільної поверхні рідини в циліндричній камері радіуса R і висотою h автобалансувального пристрою на випадок, коли ротор з АБП обертається з кутовою швидкістю ω навколо його осі під кутом A до горизонту [201, 202].

Уведемо систему координат $Oxuz$, вибравши початок у точці перетину осі обертання і поперечного перерізу камери. Вісь z спрямуємо по осі обертання

рідини, перпендикулярно до поперечного перерізу порожнини. Осі x і y взаємно перпендикулярні, розташовані в поперечному перерізі.

Рівняння вільної поверхні рідини в системі координат $Oxyz$ одержимо інтегруванням диференціального рівняння рівноваги рідини у формі Ейлера [198].

$$\begin{aligned}\omega^2 \cdot x &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \\ \omega^2 \cdot y - g \cdot \cos A &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \\ -g \cdot \sin A &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z},\end{aligned}$$

Звідки одержимо:

$$p = \frac{1}{2} \rho \cdot \omega^2 \cdot (x^2 + y^2) - \rho \cdot g \cdot \cos A \cdot y - \rho \cdot g \cdot \sin A \cdot z + C,$$

де константа C залежить від відношення об'єму рідини V в порожнині до об'єму камери $\pi \cdot R^2 \cdot h$ і характеризує наповненість камери.

Поклавши $p = \text{const}$, одержимо вирази, що описують ізобаричні поверхні в цьому випадку:

$$z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{x^2 + y^2}{\sin A} - \frac{y}{\text{tg} A} + C^*,$$

$$\text{де } C^* = \frac{C - p}{\rho \cdot g \cdot \sin A}.$$

Рівняння вільної поверхні рідини одержимо, поклавши $p = p_0$:

$$\sin A \cdot z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot (x^2 + y^2) - \cos A \cdot y + \frac{C - p_0}{\rho \cdot g}, \quad (2.1)$$

або

$$\sin A \cdot z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot \left(x^2 + \left(y - \frac{g \cos A}{\omega^2} \right)^2 \right) - \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{g \cdot \cos^2 A}{\omega^2} - \frac{C - p_0}{\rho \cdot g} \right).$$

Отже, вільна поверхня рідини, яка обертається навколо осі, нахиленої під кутом A до лінії горизонту, набуває форми параболоїда з віссю, паралельною до осі обертання рідини, зміщеною по осі y на відстань $\Delta = \frac{g \cdot \cos A}{\omega^2}$. У випадку, коли кутова швидкість ω настільки велика, що силою ваги можна знехтувати у порівнянні з відцентровими силами, рівняння вільної поверхні рідини набуває вигляду:

$$\sin A \cdot z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot (x^2 + y^2) + \frac{C - p_0}{\rho \cdot g}.$$

Тоді, у випадку горизонтального ротора (при $A = 0^\circ$) маємо:

$$0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot (x^2 + y^2) - y + \frac{C - p_0}{\rho \cdot g}.$$

Тобто, вільна поверхня рідини, яка обертається навколо горизонтальної осі, набуває форми кругового циліндра з віссю, паралельною до осі обертання рідини, зміщеною по осі y на відстань $\frac{g}{\omega^2}$, і описується рівнянням [202]:

$$x^2 + \left(y - \frac{g}{\omega^2} \right)^2 = \frac{\rho}{2} \left(\omega^2 \left(R^2 - \frac{V}{\pi h} \right) - \frac{g^2}{\omega^2} \right). \quad (2.2)$$

У випадку, коли кутова швидкість ω настільки велика, що силою ваги можна знехтувати у порівнянні з відцентровими силами, рівняння вільної поверхні рідини набуває вигляду:

$$x^2 + y^2 = \frac{\rho \omega^2}{2} \left(R^2 - \frac{V}{\pi h} \right).$$

У випадку вертикального ротора (при $A = 90^\circ$) маємо:

$$z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot (x^2 + y^2) + \frac{C - p_0}{\rho \cdot g}. \quad (2.3)$$

У [202] показано, що вільна поверхня рідини залежно від заповнення камери АБП, яка обертається навколо вертикальної осі, є частиною параболоїда обертання з віссю, що співпадає з головною центральною віссю інерції системи.

2.1.2 Оцінка кутової швидкості включення робочої рідини в обертний рух для вертикальної роторної системи

Проаналізуємо рівняння (2.3) і визначимо розташування вільної поверхні рідини в циліндричній камері АБП залежно від значень кутової швидкості ω ($[\omega] = \text{с}^{-1}$). Початковий рівень рідини в порожнині h_0 (рис. 2.2). В циліндричних координатах r, φ, z рівняння вільної поверхні набуває вигляду:

$$z_0 = C_0 + \frac{\omega^2}{2g} r_0^2$$

Координату вершини вільної поверхні параболічної вільної поверхні позначимо через z_* ; при $r_0 = 0$ маємо $z_0 = z_*$, тоді з попереднього рівняння одержимо тотожну заміну $C_0 = z_*$, тому

$$z_0 = z_* + \frac{\omega^2}{2g} r_0^2. \quad (2.4)$$

У випадку роботи рідинних автобалансувальних пристроїв прямої дії для роторів з вертикальною віссю обертання робоча рідина піддається одночасній дії полів гравітації, сил тертя і відцентрових сил. Для роторів з вертикальною віссю обертання, при повільному розгоні ротора рідина поступово залучається до руху разом із корпусом камери автобалансира і поступово відкидається на периферію АБП та притискається до стінки камери автобалансира. При поступовому збільшенні обертів зростає значення відцентрової сили, а разом з

нею і тертя між рідиною і стінкою автобалансира, а також між шарами рідини. Все це сприяє тому, що за деякий час рідина й автобалансир обертаються як одне тверде тіло.

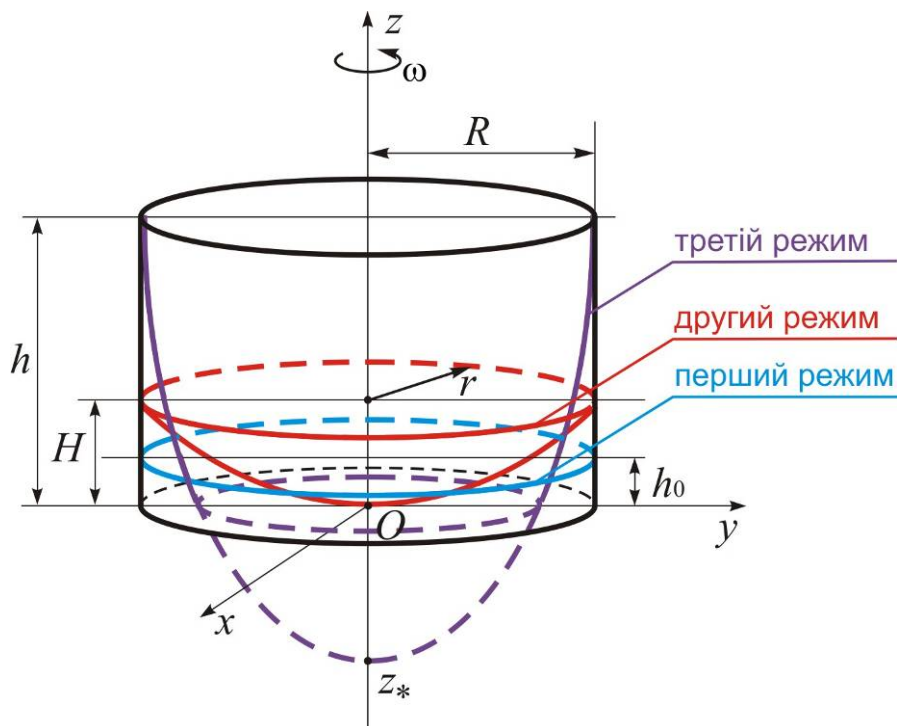


Рисунок 2.2 – Схематичне зображення форми вільної поверхні рідини в камері АБП для вертикального ротора залежено від режиму руху робочої рідини

При цьому робоча рідина проходить чотири режими руху (якісні стани руху): режим повного пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету відцентрових сил; режим повного пріоритету відцентрових сил. Лише після четвертого режиму руху рідина починає працювати як робоча рідина процесу автобалансування. Відеоспостереження за поведінкою рідини в камері автобалансування при розгоні вертикального ротора дали змогу визначити й описати ці чотири якісні стани руху робочої рідини.

Перший режим - режим повного пріоритету сил гравітації - має місце на початку руху ротора за малих обертів під активним впливом сили ваги рідини. Маса рідини під дією сили ваги притиснута до дна камери та не бере участі в

обертанні крім шару рідини, який дотикається до дна порожнини. Візуально спостерігається проковзування рідини відносно дна камери автобалансира.

Другий режим характеризується утворенням параболічної форми вільної поверхні рідини при збільшенні швидкості обертання. Цей режим завершується, коли параболоїд вільної поверхні рідини дотикається до дна порожнини або $z_* = 0$ (рис. 2.2). Визначимо, за якої швидкості обертання роторної системи завершується режим часткового пріоритету сил гравітації.

Для визначення z_* запишемо матеріальний баланс по рідині: скільки її було залито в порожнину (об'єм V – до рівня h_0), стільки ж і знаходиться в камері, яка обертається (враховано, що об'єм параболоїда обертання дорівнює половині об'єму циліндра тієї ж висоти):

$$V = \pi R^2 \cdot h_0 = \pi R^2 \cdot z_* + 1/2 \pi R^2 \cdot (H - z_*),$$

де H – висота підйому рідини біля стінки циліндричної камери, яка обертається ($H < h$) (рис. 2.2). З останньої рівності $H = 2h_0 - z_*$. Знайдемо H із співвідношення сил тобто з умови: $z_0 = H$ при $r_0 = R$ (стінка камери):

$$H = z_* + \frac{\omega^2}{2g} R^2. \text{ Тому}$$

$$z_* = h_0 - \frac{\omega^2}{4g} R^2, \quad (2.5)$$

а рівняння вільної поверхні матиме вигляд:

$$z_0 = h_0 - \frac{\omega^2}{4g} R^2 + \frac{\omega^2}{2g} r_0^2.$$

Значення ω , при якому відбувається дотикання дна порожнини, визначимо з (2.5) при $z_* = 0$: $\omega = \frac{2}{R} \cdot \sqrt{g \cdot h_0} = \frac{2}{R^2} \cdot \sqrt{g \cdot \frac{V}{\pi}}$.

Для параметрів дослідного зразка АБП для вертикальної роторної системи при об'ємі робочої рідини $V = 100$ мл $\omega = \frac{2}{(0,2)^2} \cdot \sqrt{10 \cdot \frac{0,0001}{3,14}} = 0,89 \text{ с}^{-1} \approx 9$ об/хв.

Важливим є те, що співвідношення сил (відцентрової і ваги), поза залежності від параметрів обертання і геометричних характеристик, завжди виражається співвідношенням (2.4), саме через це величини z_* і H не залежать від густини рідини.

Третій режим - режим часткового пріоритету відцентрових сил - характеризується перетворенням параболічної форми вільної поверхні рідини при збільшенні швидкості обертання. Цей режим завершується, коли параболоїд вільної поверхні рідини дотикається верхньої основи циліндричної порожнини або $z_0 = h$ при $r_0 = R$ (рис. 2.2). Визначимо, за якої швидкості обертання роторної системи завершується третій якісний стан руху рідини.

При більших ω , тобто при $z_* < 0$ і $H > 2h_0$ матеріальний баланс по об'єму рідини потрібно складати із застосуванням визначеного інтеграла для обчислення об'єму рідини як об'єму тіла, утвореного обертанням криволінійної трапеції навколо осі Oz :

$$V = \pi R^2 \cdot h - \pi \int_0^h r^2(z) dz = \pi R^2 \cdot h - \pi \int_0^h \frac{2g}{\omega^2} (z - z_*) dz = \pi R^2 \cdot h - \frac{\pi g h}{\omega^2} \cdot (h - 2z_*),$$

звідки

$$z_* = \frac{\pi g h^2 - (\pi R^2 h - V) \omega^2}{2 \pi g h},$$

а рівняння вільної поверхні матиме вигляд:

$$z_0 = \frac{\pi g h^2 - (\pi R^2 h - V) \omega^2}{2 \pi g h} + \frac{\omega^2}{2g} r_0^2. \quad (2.6)$$

Значення кутової швидкості включення об'єму рідини в обертаний рух ω_0 , тобто за якої відбувається дотикання параболоїда вільної поверхні рідини до верхньої основи порожнини, визначимо з (2.6) при $z_0 = h$, $r_0 = R$:

$$\omega_o^{VR} = \sqrt{\frac{\pi g h^2}{V}}. \quad (2.7)$$

Для параметрів дослідного зразка АБП для вертикальної роторної системи при об'ємі робочої рідини $V = 100$ мл матимемо

$$\omega_o^{VR} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 10 \cdot (0,05)^2}{0,0001}} = 28 \text{ с}^{-1} \approx 280 \text{ об/хв.}; \text{ при } V = 200 \text{ мл} - \omega_o^{VR} = 19,8 \text{ с}^{-1} \approx$$

198 об/хв.; при $V = 300$ мл $-\omega_o^{VR} = 16,2 \text{ с}^{-1} \approx 162 \text{ об/хв.}$

У загальному випадку із збільшенням швидкості обертання параболічна форма вироджується в циліндричну. Однак, за умови $R \gg h$ [16], подальше збільшення ω ($\omega > \omega_o^{VR}$) майже не призводить до зміни форми вільної поверхні рідини. Досягається четвертий режим руху (якісний стан руху рідини) - режим повного пріоритету відцентрових сил.

Таким чином, швидкість включення рідини в обертовий рух в експериментальному зразку АБП для дослідної установки, описаної в п.п. 3.1, яка моделює вертикальну роторну систему, складає наближено 1/3 від резонансної швидкості.

За наявності в'язкості рідини, а відповідно, і сили тертя між шарми рідини в циліндричній камері та між рідиною і стінками камери обертання рідини в порожнині буде відповідно уповільненим у порівнянні з розглянутим вище.

2.1.3 Оцінка розподілу швидкостей в об'ємі в'язкої робочої рідини в процесі обертового руху вертикальної роторної системи

Оцінимо розподіл швидкостей в об'ємі робочої рідини в процесі обертового руху вертикальної роторної системи з АБП при четвертому режимі руху рідини - режимі повного пріоритету відцентрових сил, коли вільна поверхня рідини набуває циліндричної форми. Вважаємо, що в'язка рідина (μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини), розташована між «циліндрами»

(зовнішній – стінка камери АБП, внутрішній – вільна поверхня рідини), обертається концентричними циліндричними шарами. Шар, що прилипає до стінки камери АБП, має його кутову швидкість ω_0 , шар вільної поверхні має ту саму швидкість. Якщо збільшити рух системи, то відбувається наступне: спочатку шар рідини, який безпосередньо прилягає до стінки камери, за рахунок сил тертя почне захоплюватися в обертний рух зі швидкістю ω ($\omega > \omega_0$). Одночасно цей шар, у свою чергу, за рахунок внутрішнього тертя рідини почне приводити в рух наступний шар і так далі. Очевидно, що із часом усе більша кількість шарів буде утягуватися в обертання, а градієнт різниці швидкостей обертання між шарами буде зменшуватися. Тобто, швидкість обертання шару рідини, який прилягає до стінки АБП, буде через певний проміжок часу (цей час оцінимо в пп. 2.1.3) мало відрізнятися від швидкості обертання, умовно говорячи, другого шару, другого від третього й т.д. Природно, область впливу буде із часом тільки збільшуватися.

Момент сил, що діють по циліндричній межі між шарами рідини не залежить від радіуса проміжного циліндричного шару рідини радіуса r , оскільки тільки в цьому випадку результуючий момент сил, що діють на рідину, дорівнює нулю та рідина рухається стаціонарно.

Кутову швидкість проміжного шару рідини радіуса r позначимо через ω . Очевидно, градієнт кутової швидкості цього шару буде $\frac{d\omega}{dr}$, а лінійна швидкість - $r \frac{d\omega}{dr}$. Якщо висота камери АБП h , то площа його внутрішньої бічної поверхні проміжного шару – $S = 2\pi \cdot r \cdot h$. Силу тертя об сусідній більш повільніший циліндричний шар знайдемо підстановкою відповідних значень у формулу Ньютона:

$$F_T = \mu \frac{rd\omega}{dr} \cdot 2\pi r \cdot h, \quad (2.8)$$

або

$$\frac{rd\omega}{dr} = \frac{F_T}{\mu \cdot 2\pi \cdot h \cdot r^2}.$$

Гradient швидкості пропорційний тангенціальній силі зсуву і обернено пропорційний в'язкості, висоті камери і квадрату її радіуса.

Визначимо силу, яку необхідно прикласти для обертання всієї рідини. Очевидно, що в стаціонарному русі, тобто коли відсутнє прискорення, ця сила дорівнює в'язкому опору рідини. З формули (2.8) для моменту, обумовленого в'язким опором, прикладеного до циліндра радіуса r , знаходимо:

$$M_F(r) = M_F = r \cdot F_T = r \cdot \mu \cdot \frac{rd\omega}{dr} \cdot 2\pi \cdot r \cdot h = 2\pi \cdot h \cdot \mu \cdot r^3 \frac{d\omega}{dr}.$$

Оскільки r вибране довільно, то цей вираз дорівнює моменту зовнішніх сил, які підтримують обертання камери. Переносимо $\frac{r^3}{dr}$ в ліву частину рівності й інтегруємо, знаходимо:

$$-\frac{M_F}{4\pi \cdot h \cdot \mu} \cdot \frac{1}{r^2} = \omega + C, \quad (2.9)$$

з граничними умовами:

$$\omega \Big|_{r=R} = \omega, \quad \omega \Big|_{r=R_0} = \omega_0.$$

Звідки константа інтегрування:

$$C = -\frac{M_F}{4\pi \cdot h \cdot \mu} \cdot \frac{1}{R_0^2} - \omega_0.$$

Підставимо її значення у рівняння (2.9) і перетворивши, одержимо:

$$F_M \cdot \left(\frac{1}{R_0^2} - \frac{1}{r^2} \right) = 4\pi \cdot h \cdot \mu \cdot (\omega - \omega_0).$$

Звідки для обертового моменту M_F знаходимо:

$$M_F = 4\pi \cdot h \cdot \mu \cdot (\omega - \omega_0) \cdot \frac{R_0^2 \cdot R^2}{R^2 - R_0^2}. \quad (2.10)$$

Формула (2.10) справедлива для випадку до початку турбулентності.

Остаточно кутова швидкість включення в'язкої робочої рідини в рух вертикальної роторної системи складає:

$$\omega_{ol}^{VR} = \omega_0 + \frac{M_F}{4\pi \cdot h \cdot \mu} \cdot \left(\frac{1}{R_0^2} - \frac{1}{R^2} \right). \quad (2.11)$$

2.1.4 Оцінка часового інтервалу включення в обертання робочої рідини для вертикальної роторної системи

Оцінимо часовий інтервал, по закінченні якого утягується в обертовий рух уся робоча рідина для роторної системи з вертикальною віссю обертання. Цю задачу змодельємо як динамічну задачу про розподіл швидкостей шарів в'язкої рідини з вільною поверхнею, яка міститься в циліндричній камері. Нехай радіус циліндричної камери автобалансира R , радіус циліндра вільної поверхні рідини з динамічною в'язкістю μ – R_0 , висота камери – h .

Камера обертається з сталою кутовою швидкістю ω_1 навколо осі циліндрів, яку позначимо z .

Рідина, розташована між циліндричною бічною поверхнею камери автобалансира і циліндричною вільною поверхнею, обертається концентричними циліндричними шарами. При збільшенні швидкості обертання шар, який прилипає до бічної поверхні камери, має куту швидкість, що

дорівнює швидкості обертання АБП ω_1 , а вільна поверхня рідини має швидкість ω_0 ($\omega_1 > \omega_0$). Позначимо $\omega_1 - \omega_0 = \omega$. Тоді, для спрощення викладення уведемо умови: швидкість шару рідини, який обертається з камерою, є ω , а швидкість шару вільної поверхні рідини – 0. Оскільки розглядається обмежена область, то $R_0 \leq r^* \leq R$, уведемо позначення $r^* = R - r$, тоді $0 \leq r \leq R - R_0$.

З'ясуємо, через який час після початку обертання камери втягнеться в рух нерухомий циліндр вільної поверхні рідини. Ця задача має принципово нестационарний характер. Для її розв'язання скористаємось загальним рівнянням Нав'є-Стокса з урахуванням його лівої частини [203].

У загальному випадку для нестисливої рідини $\sum_{k=1}^3 \frac{\partial V_k}{\partial x_k} = 0$, маємо систему рівнянь Нав'є-Стокса:

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} + \sum_{k=1}^3 V_k \cdot \frac{\partial V_k}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \cdot \Delta V_i + g_i \quad (i = 1, 2, 3), \quad (2.12)$$

де $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, P - тиск, t - час, ρ - густина, \bar{g} — прискорення сили ваги. Рівняння нерозривності має вигляд:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_{k=1}^3 \frac{\partial \rho V_k}{\partial x_k} = 0.$$

Перейдемо до циліндричних координат, система (2.12) і рівняння нерозривності набувають вигляду [203]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\varphi^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{V_r}{r^2} \right); \\ \frac{\partial V_\varphi}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_\varphi}{\partial z} - \frac{V_r \cdot V_\varphi}{r} &= -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right); \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + g; \\ \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} &= 0. \end{aligned}$$

У силу осьової симетрії задачі та за відсутності вертикального переміщення рідини в обмеженій камері за якісного стану руху рідини повного пріоритету відцентрових сил вектор швидкості рідини, яка утягується в рух бічною поверхнею камери АБП, що обертається, у циліндричній системі координат має такий вигляд:

$$\bar{V} = (V_r(r, t) = 0; \quad V_\varphi(r, t); \quad V_z(r, t) = 0). \quad (2.13)$$

З умови нестисливості маємо $\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} = 0$. Компонента швидкості $V_\varphi(r, t)$ і $P(r, t)$ - шукані величини, які знаходимо з останньої системи з урахуванням зазначених умов:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_\varphi}{\partial t} &= \nu \left(\frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right); \\ \frac{\partial P}{\partial r} &= \frac{\rho}{r} V_\varphi^2; \\ \frac{\partial P}{\partial z} &= \rho \cdot g. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Граничні умови для системи рівнянь руху в'язкої рідини визначимо з фізичних міркувань.

Завдяки дії сил молекулярного зчеплення, шар рідини, який безпосередньо прилягає до жорсткої бічної поверхні камери АБП, рухається разом із останньою. Тому на межі, яка розділяє тверде і рідке середовища, слід прийняти

$$V_\varphi \Big|_{r=0} = \omega(t)R. \quad (2.15)$$

На вільній поверхні рідини маємо такі граничні умови:

$$V_\varphi \Big|_{r=R-R_0} = 0, \quad (2.16)$$

$$P \Big|_{r=R-R_0} = P_0, \quad (2.17)$$

початкова умова:

$$\omega(0) = \omega. \quad (2.18)$$

Шукаємо розв'язок першого рівняння системи (2.14) методом розділення змінних [203], тобто у вигляді $V_\varphi = u(r) \cdot w(t)$, де $w(t) = e^{-\lambda^2 t}$, а для функції $u(r)$ знаходимо рівняння:

$$r^2 u'' + ru' + \left(\frac{\lambda^2 r^2}{\nu} - 1 \right) u = 0.$$

Це рівняння Бесселя і його розв'язок можна подати як:

$$u(r) = C_1 \cdot J_1\left(\frac{r\lambda}{\sqrt{\nu}}\right) + C_2 \cdot Y_1\left(\frac{r\lambda}{\sqrt{\nu}}\right),$$

де $J_1(x)$ і $Y_1(x)$ — відповідно функції Бесселя першого й другого роду.

Оскільки функція $Y_1\left(\frac{r\lambda}{\sqrt{\nu}}\right)$ необмежена в нулі і ω — стала частота обертання зовнішнього циліндра, то з умови обмеженості $u(0) < \infty$ маємо $C_2=0$. Тому розв'язок у загальному вигляді запишемо, як:

$$V_\varphi(r,t) = C_1 \cdot e^{-\lambda^2 t} \cdot J_1\left(\frac{r\lambda}{\sqrt{\nu}}\right). \quad (2.19)$$

З умови (2.16) випливає, що $J_1\left(\frac{(R-R_0) \cdot \lambda}{\sqrt{\nu}}\right) = 0$, звідки власні числа :

$$\lambda = \lambda_k = \mu_k \cdot \frac{\sqrt{V}}{R - R_0},$$

де $\mu_k = \frac{(R - R_0) \cdot \lambda_k}{\sqrt{V}}$ - додатні нулі функції $J_1(x)$, $k \in [1, \infty)$. Тому розв'язок (2.19)

подаємо у вигляді ряду:

$$V_\varphi(r, t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k \cdot e^{-\frac{\mu_k^2 V t}{(R - R_0)^2}} \cdot J_1\left(\mu_k \frac{r}{R - R_0}\right). \quad (2.20)$$

Із граничної умови (2.15) одержуємо закон зміни частоти обертання шарів рідини від часу, а саме:

$$\omega(t) = \frac{1}{R} \sum_{k=1}^{\infty} C_k \cdot e^{-\frac{\mu_k^2 V t}{(R - R_0)^2}} \cdot J_1\left(\mu_k \frac{R}{R - R_0}\right). \quad (2.21)$$

З початкової умови (2.18), маємо $C_k = a_k \cdot \omega \cdot R$, де коефіцієнти a_k задовольняють рівняння:

$$\sum_{k=1}^{\infty} a_k J_1\left(\mu_k \frac{R}{R - R_0}\right) = 1. \quad (2.22)$$

Для знаходження виду коефіцієнтів a_k у (2.22) скористаємось тим, що умовно збіжні ряди не мають переставної властивості, оскільки від перестановки їхніх членів може змінитись сума ряду і навіть утворитись розбіжний ряд. За теоремою Рімана: якщо ряд збігається умовно і s - будь-яке наперед задане число, то завжди можна переставити члени ряду так, щоб сума отриманого ряду дорівнювала s [204].

Таким чином, серед нескінченної множини розв'язків рівняння (2.22) оберемо найпростіший варіант у вигляді суми ряду Лейбніца, для якого сума $1/2 < s < 1$:

$$\frac{\pi}{4} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{k}.$$

Тоді рівняння (2.22) можна записати як:

$$\sum_{k=1}^{\infty} a_k J_1\left(\mu_k \frac{R}{R-R_0}\right) = \frac{4}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{k}.$$

Звідки

$$a_k = \frac{4}{\pi} \frac{(-1)^k}{kJ_1\left(\mu_k \frac{R}{R-R_0}\right)}. \quad (2.23)$$

Отже, шуканий розв'язок задачі (2.14) – (2.18), з врахуванням (2.20) і (2.21), подаємо у вигляді:

$$V_{\varphi}(r, t) = \frac{4\omega R}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{kJ_1\left(\mu_k \frac{R}{R-R_0}\right)} \cdot e^{-\frac{\mu_k^2 vt}{(R-R_0)^2}} J_1\left(\mu_k \frac{r}{R-R_0}\right), \quad (2.24)$$

$$\omega(r, t) = \frac{4\omega R}{\pi(R-R_0)} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{kJ_1\left(\mu_k \frac{R}{R-R_0}\right)} \cdot e^{-\frac{\mu_k^2 vt}{(R-R_0)^2}} J_1\left(\mu_k \frac{r}{R-R_0}\right). \quad (2.25)$$

Друге і третє рівняння системи (2.14) дозволяють визначити розподіл тиску в рідині. Оскільки:

$$\frac{dP}{dr} = \frac{\rho}{r} \cdot V_{\varphi}^2,$$

то, підставивши в цю рівність розв'язок (2.24), після інтегрування по r одержимо з врахуванням умови для тиску (2.16):

$$P(r, t) = P_0 - \frac{16\rho\omega^2 R^2}{R_0\pi^2} \sum_{k, k'}^{\infty} (-1)^{k+k'} \frac{e^{-\frac{(\mu_k^2 + \mu_{k'}^2)t}{(R-R_0)^2}} Q_{kk'}(r)}{J_1\left(\mu_k \frac{R}{R-R_0}\right) J_1\left(\mu_{k'} \frac{R_0}{R-R_0}\right)},$$

де матриця

$$Q_{kk'}(r) = \int_r^R J_1\left(\mu_k \frac{r}{R-R_0}\right) J_1\left(\mu_{k'} \frac{r}{R-R_0}\right) \frac{dr}{r}.$$

З аналізу розв'язків (2.24) і (2.25), час, через який буде залучена в обертання вільна поверхня рідини, визначається максимальним часом τ_k , який визначається, як:

$$\tau_k = \frac{(R-R_0)^2}{\mu_k^2 \cdot \nu}.$$

Зрозуміло, що максимальний час визначається мінімальним значенням кореня μ_k , яке для рівняння $J_1(x) = 0$ відповідає значенню $\mu_1 = 3.9$ [203]. Таким чином,

$$\tau_1 = \tau_{\max} = \frac{(R-R_0)^2}{3,9^2 \cdot \nu}, \quad (2.26)$$

При розкручуванні вертикальної роторної системи з камерою АБП рідина за допомогою в'язкості постійно «залучається» в обертання з кутовою швидкістю, що зростає. При цьому, притискуючись до циліндричної поверхні камери, вільна поверхня набуває також циліндричної форми. Для дослідної установки, описаної в п.п. 3.1, яка моделює вертикальну роторну систему, радіус камери автобалансира $R = 0,20$ м, $R_0 = 0,19$ м при заповненні камери водою прісною об'ємом 100 мл, кінематична в'язкість робочої рідини (води прісної) $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$ м²/с, одержимо $\tau_{\max} \approx 6,6$ с.

Вираз (2.26) також дає можливість теоретично визначити часові умови проведення експериментів, описаних в розділах 3 і 4.

Слід відмітити факт, який слідує з формул (2.26) і (2.11): час і швидкість «залучення» рідини в обертний рух вертикальної роторної системи обернено пропорційний її в'язкості. Є необхідність в експериментальній перевірці теоретичної гіпотези про суттєвий вплив внутрішнього тертя робочої рідин на процеси залучення в обертний рух, переміщення робочої рідини в камері АБП і, відповідно, ефективність автоматичного балансування: більш в'язка рідина є менш ефективною в якості корегувальної маси [205, 206].

2.1.5 Оцінка кутової швидкості включення робочої рідини в обертання для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту

Розглянемо узагальнену модель руху рідини в камері АБП для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту. Рівняння (2.) заміною

змінних: $\sin A \cdot z = Z$, $x = X$, $y - \Delta = y - \frac{g \cdot \cos A}{\omega^2} = Y$ зведемо до виду:

$$Z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot (X^2 + Y^2) - \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{g \cdot \cos^2 A}{\omega^2} - \frac{C - p_0}{\rho \cdot g} \right)$$

або

$$Z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot r^2 + C.$$

Проаналізуємо останнє рівняння і визначимо розташування вільної поверхні рідини в циліндричній камері АБП залежно від значень кутової швидкості ω ($[\omega] = \text{с}^{-1}$).

У випадку роботи рідинних автобалансируючих пристроїв прямої дії для роторів з віссю обертання, нахиленою під кутом до лінії горизонту, робоча рідина піддається одночасній дії полів гравітації, сил тертя і відцентрових сил. При повільному розгоні ротора рідина поступово залучається до руху разом із корпусом камери автобалансира і поступово відкидається на периферію АБП та притискається до стінки камери автобалансира. При поступовому збільшенні

обертів зростає значення відцентрової сили, а разом з нею і тертя між рідиною і стінкою автобалансира, а також між шарами рідини. Все це сприяє тому, що за деякий час рідина й автобалансир обертаються як одне тверде тіло.

При цьому робоча рідина проходить чотири режими руху (якісні стани руху): режим повного пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету відцентрових сил; режим повного пріоритету відцентрових сил. Лише після четвертого режиму руху рідина починає працювати як робоча рідина процесу автобалансування.

Перший режим - режим повного пріоритету сил гравітації - має місце на початку руху ротора за малих обертів під активним впливом сили ваги рідини. Маса рідини під дією сили ваги зібрана у нижній частині камери та не бере участі в обертанні крім шару рідини, який дотикається до дна порожнини (рис. 2.3).

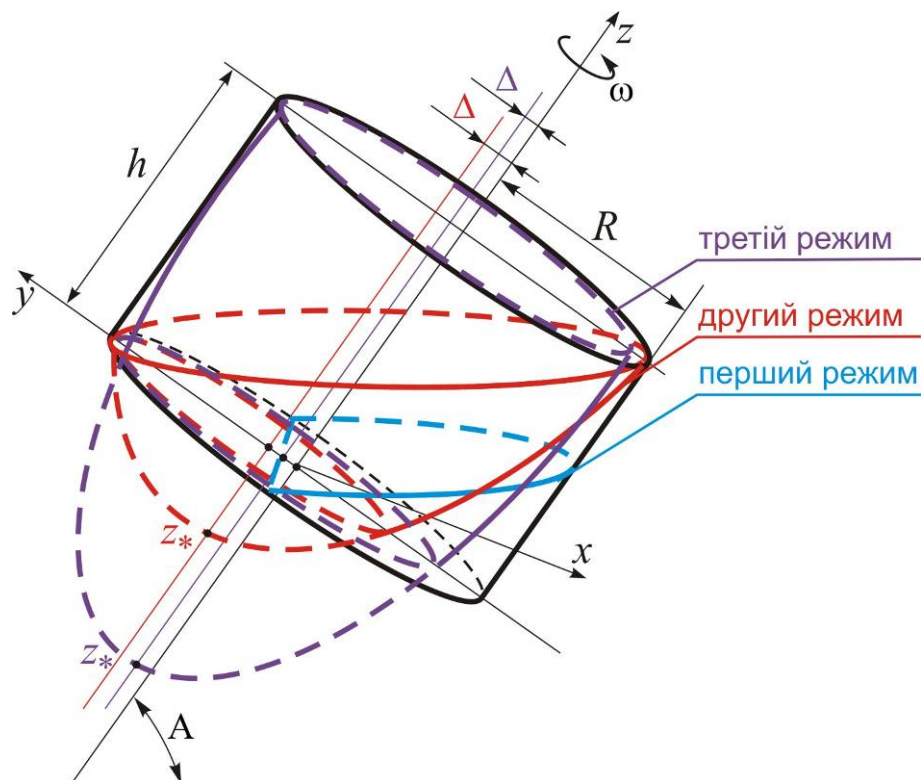


Рисунок 2.3 – Схематичне зображення форми вільної поверхні рідини в камері АБП для ротора, нахиленого під кутом до лінії горизонту, залежно від режиму руху робочої рідини

Другий режим характеризується утворенням параболічної форми вільної поверхні рідини при збільшенні швидкості обертання. Цей режим завершується, коли параболоїд вільної поверхні рідини дотикається верхньої основи порожнини (в точці $(0; -R; h)$) (рис. 2.3).

Третій режим - режим часткового пріоритету відцентрових сил - характеризується перетворенням параболічної форми вільної поверхні рідини при збільшенні швидкості обертання. Цей режим завершується, коли параболоїд вільної поверхні рідини дотикається верхньої основи циліндричної порожнини в точці $(0; R; h)$ (рис. 2.3). Визначимо, за якої швидкості обертання роторної системи завершується третій якісний стан руху рідини.

За методом балансу за об'ємом рідини рівняння вільної поверхні робочої рідини матиме вигляд (2.6), або у системі координат хуз:

$$\sin A \cdot z = \frac{\pi g h^2 - (\pi R^2 h - V) \omega^2}{2 \pi g h} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot \left(x^2 + \left(y - \frac{g \cos A}{\omega^2} \right)^2 \right) - \frac{1}{2} \cdot \frac{g \cdot \cos^2 A}{\omega^2}.$$

Значення кутової швидкості включення об'єму рідини в обертовий рух ω_0 , тобто за якої відбувається дотикання параболоїда вільної поверхні рідини до верхньої основи порожнини, визначимо з останнього рівняння при $x = 0; y = R; z = h$:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\pi g h \cdot \left(2 \cdot \left(h \cdot \sin A + \frac{1}{2} R \cdot \cos A \right) - h \right)}{V}}. \quad (2.27)$$

У випадку вертикального ротора (при $A = 90^\circ$) маємо умову (2.7).

У випадку горизонтального ротора (при $A = 0^\circ$) маємо умову:

$$\omega_0^{HR} = \sqrt{\frac{\pi g h \cdot (R - h)}{V}}. \quad (2.28)$$

Для параметрів дослідного зразка АБП при об'ємі робочої рідини $V = 100$ мл для горизонтальної роторної системи матимемо $\omega_o^{HR} = 28 \text{ с}^{-1} \approx 280 \text{ об/хв.}$; при $V = 200$ мл – $\omega_o^{HR} = 19,8 \text{ с}^{-1} \approx 198 \text{ об/хв.}$; при $V = 300$ мл – $\omega_o^{HR} = 16,2 \text{ с}^{-1} \approx 162 \text{ об/хв.}$ Відповідні значення кутової швидкості ω_o для роторної системи нахиленої під кутом 45° до лінії горизонту становлять: при $V = 100$ мл – $\omega_o = 24,5 \text{ с}^{-1} \approx 245 \text{ об/хв.}$; при $V = 200$ мл – $\omega_o = 17,4 \text{ с}^{-1} \approx 174 \text{ об/хв.}$; при $V = 300$ мл – $\omega_o = 14,2 \text{ с}^{-1} \approx 142 \text{ об/хв.}$

Таким чином, швидкість включення рідини в обертовий рух в експериментальному зразку АБП для дослідної установки, описаної в п.п. 3.1, яка моделює горизонтальну роторну систему і систему з віссю, нахиленою до лінії горизонту, значно перевищує швидкість включення рідини в обертання для вертикальної роторної системи і складає наближено $2/3$ від резонансної швидкості.

У загальному випадку із збільшенням швидкості обертання параболічна форма вироджується в циліндричну, а відхилення Δ наближається до 0. Однак, за умови $R \gg h$ [16], подальше збільшення ω ($\omega > \omega_o^{HR}$) майже не призводить до зміни форми вільної поверхні рідини. Досягається четвертий режим руху (якісний стан руху рідини) - режим повного пріоритету відцентрових сил.

Надамо фізичного пояснення одержаним результатам.

Аналіз моделі стаціонарного руху системи ротор-АБП-рідина, побудованої на основі принципу найменшої дії у формі Гамільтона-Остроградського, яка докладно описана в [16], вказує на те, що умова стійкості такого руху може бути виконана, якщо висота циліндричної порожнини h буде значно менша за її радіус R . Це дає підстави розглядати спрощену інтерпретацію моделювання динаміки рідинного АБП у вигляді векторних моделей переміщення рідини в камері АБП під впливом зміни прогину і сумарного дисбалансу системи.

Для узагальнення моделі розглянемо випадок, коли вал розташовано під кутом A до горизонту.

Для спрощення викладу розглянемо найпростішу роторну систему з гнучким безінерційним, пружно ізотропним валом в жорстких опорах, вісь якого нахилена під кутом A до лінії горизонту (рис. 2.4). Ротор 1 містить симетрично жорстко закріплену на валу недеформівну циліндричну камеру 2, частково заповнену рідиною 3.

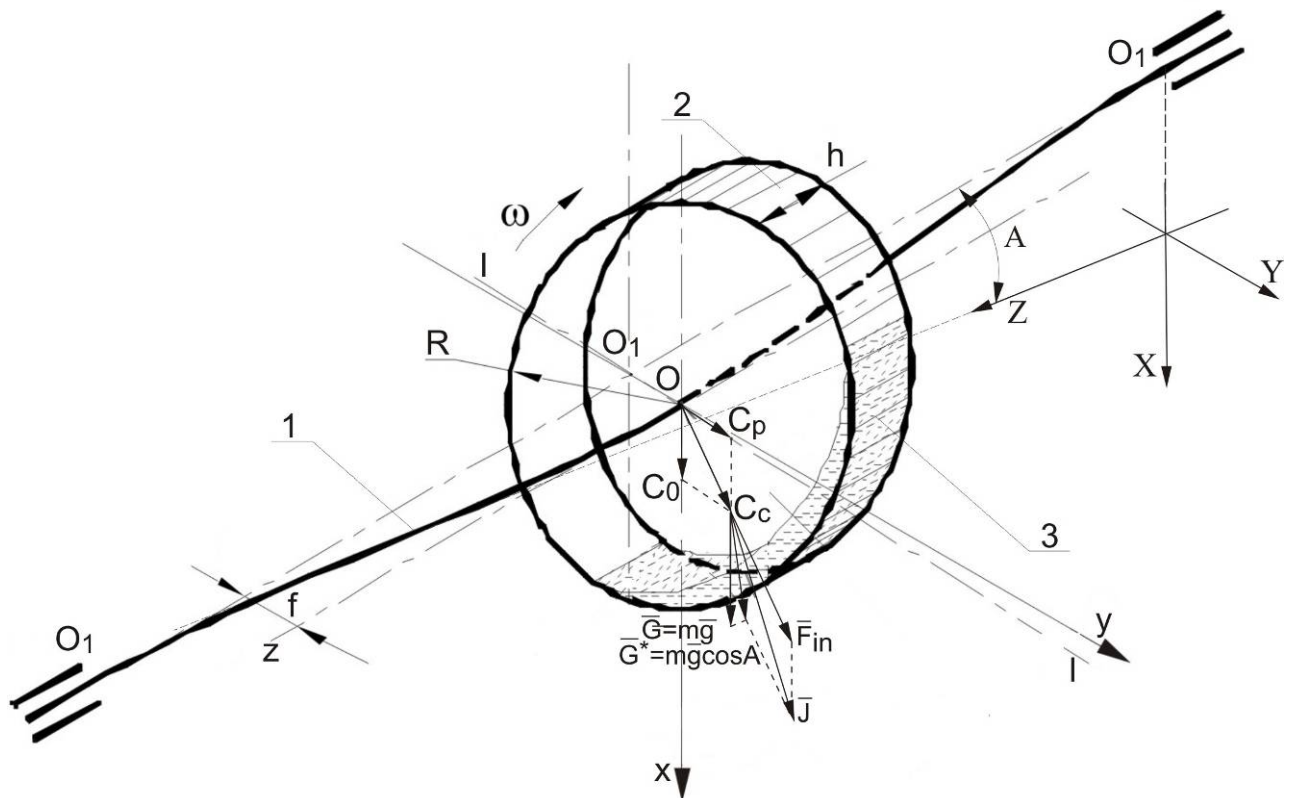


Рисунок 2.4 – Схема системи ротор-рідинний АБП з віссю, розташованою під кутом до горизонту

З [199] така механічна модель якісно принципово не відрізняється від моделі з абсолютно жорстким ротором в пружних ізотропних опорах, яка описує дослідні установки в розділі 3. Це дає можливість коректно порівнювати результати теоретичних і експериментальних досліджень.

Спроекуємо усі сили, що діють на роторну систему, на площину перерізу камери АБП, перпендикулярного до осі обертання. Проекція сили ваги буде дорівнювати:

$$\bar{G}^* = \bar{G} \cdot \cos A.$$

Тоді для вертикально розташованого ротора будемо мати: $\bar{G}^* = \bar{0}$, а для горизонтально розташованого ротора – $\bar{G}^* = \bar{G}$.

Визначимо рівнодійну масових сил, які діють у роторній системі на рідину, як:

$$\bar{J} = \bar{G}^* + \bar{F}_i.$$

У випадку роботи рідинних автобалансувальних пристроїв прямої дії для роторів з віссю обертання, розташованою під кутом до горизонту, робоча рідина піддається одночасній дії полів гравітації, сил тертя і відцентрових сил. Для роторів з вертикальною віссю обертання робоча рідина працює під дією відцентрових сил переважно. Тому і основні відмінності у балансуванні вертикального ротора, ротора, розташованого під кутом до горизонту, і горизонтального ротора, рідинним автобалансиром можна пояснити різним співвідношенням у діях відцентрових сил, сил тертя і сили ваги.

Як показано вище, вплив ваги і тертя у залученні в процес обертового руху рідких робочих мас значно більший для роторів із горизонтальною віссю обертання [160] ніж з вертикальною. Це пояснюється тим, що для роторів з вертикальною віссю обертання, при повільному розгоні ротора рідина починає обертовий рух практично разом із корпусом автобалансира і поступово відкидається на периферію АБП та притискається до стінки камери автобалансира. При поступовому збільшенні обертів зростає значення відцентрової сили, а разом з нею і тертя між рідиною і стінкою автобалансира, а також між шарами рідини. Все це сприяє тому, що за деякий час рідина й автобалансир обертаються як одне тверде тіло.

Для роторів із віссю обертання, розташованою під кутом до горизонту, і горизонтальною віссю, зокрема, рідина під впливом ваги скупчується в нижньому сегменті камери автобалансира і при малій силі тертя (на початку руху) проковзує відносно його стінки. При збільшенні швидкості, рідина

поступово залучається до руху разом із корпусом камери автобалансира. Розглянемо чотири режими руху (якісні стани руху рідини в камері АБП). Відеоспостереження за поведінкою рідини в камері автобалансування при розгоні горизонтального ротора та ротора з віссю, нахиленою під кутом до горизонту, дали змогу визначити й описати ці чотири якісні стани руху робочої рідини.

Перший режим має місце на початку руху ротора за малих обертів під активним впливом сили ваги рідини. Основна маса рідини міститься у нижньому сегменті камери та не бере участі в обертанні, утримується рівнодійною \bar{J} (рис. 2.5), візуально спостерігається проковзування рідини відносно стінки камери автобалансира.

Другий режим – режим часткового пріоритету сил гравітації. Спостерігається при подальшому збільшенні кутової швидкості ротора (рис. 2.6), що призводить до підсилення впливу відцентрових сил, які більш активно залучають примежові шари рідини вздовж камери в напрямку руху роторної системи.

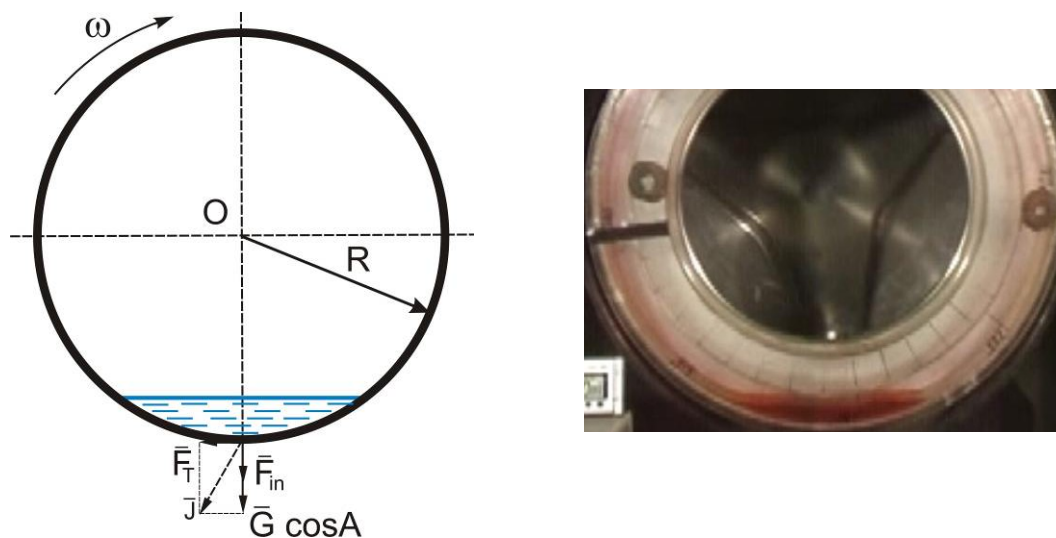


Рисунок 2.5 – Схема та фотографія поведінки рідини в камері балансира:
режим повного пріоритету сил гравітації

Проте сили гравітації повертають рідину назад, тобто починається протидія відцентрової сили і сили гравітації. За цього режиму рідина під впливом рівнодійної \bar{J} здійснює циркуляційний рух із зсувом центру мас в бік обертового руху балансира (рис. 2.6).

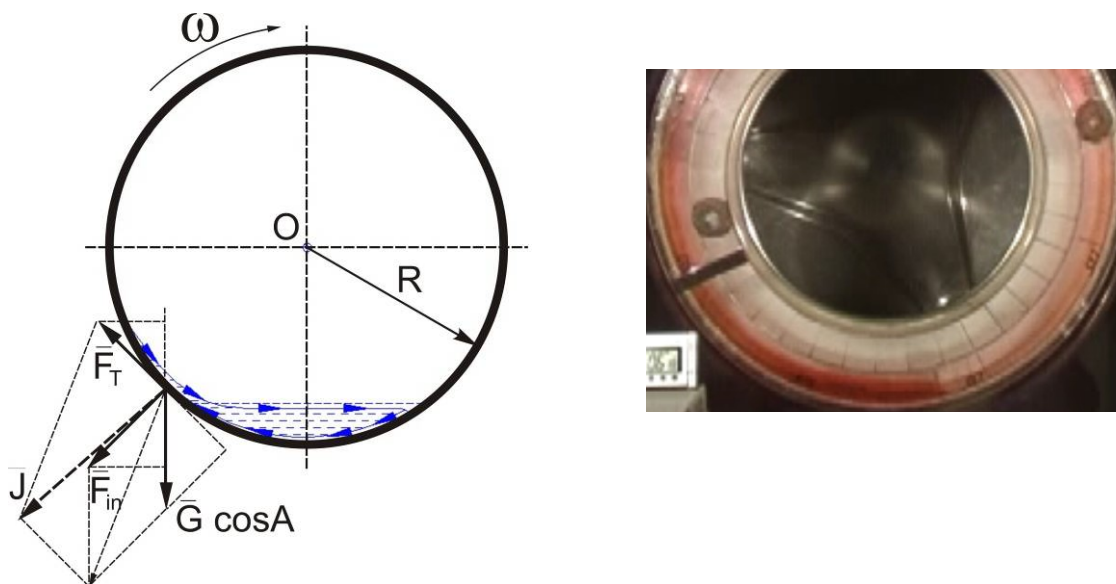


Рисунок 2.6 – Схема та фотографія поведінки рідини в камері балансира: режим часткового пріоритету сил гравітації

Балансир, що обертається з кутовою швидкістю ω , за рахунок тертя між стінкою та рідиною, «залучає» шар рідини, який межує зі стінкою камери автобалансира. «Залучений» шар рідини рухається разом із автобалансирувальним пристроєм доки вистачає дії рівнодійної \bar{J} (рис. 2.6).

Як тільки гравітаційна складова рівнодійної \bar{J} переважить силу тертя, підсилена відцентровою складовою рівнодійної, то відбувається спливання маси рідини у нижню зону камери. Примежові до камери шари рідини підіймаються з балансувальним пристроєм, згодом спливають і поступово залучають всю масу рідини в циркуляційний рух.

Сегмент, який займає рідина, відповідно, і центр мас рідини, зміщується в напрямку обертання ротора. Можна припустити, що за малої сили тертя (за

відсутності в'язкості), рідина, яка спливає вниз, проходила б нижню точку і за інерцією підіймалась з протилежного боку по стінці камери автобалансира на деяку висоту, здійснюючи коливні рухи (центр мас рідини коливався б біля нижньої точки рівноваги). Однак, під час експериментів з автобалансувальним пристроєм, описаним у п.п. 3.2, такі коливні рухи рідини не спостерігались.

Третій режим – режим часткового пріоритету відцентрових сил (рис. 2.7) - спостерігається при подальшому зростанні кутової швидкості роторної системи і залученні ще більшої кількості рідини в обертний рух разом із стінкою балансира, що призводить до посилення впливу відцентрових сил, які активно залучають примежові шари рідини вздовж камери в напрямку руху роторної системи, зміщують сегмент, який займає рідина, відносно нижньої точки на кут, дещо більший 90° . Однак, дії складової відцентрової сили, яка підсилює тертя, не вистачає, щоб протистояти гравітаційній складовій рівнодійної \bar{J} . Рідина втрачає контакт зі стінкою камери, падає або спливає у нижню точку, продовжує циркуляційний рух. Очевидно, що за малої сили тертя між рідиною та стінкою камери автобалансувального пристрою (за відсутності в'язкості) робоча рідина здійснювала б, як і за попереднього режиму, коливання.

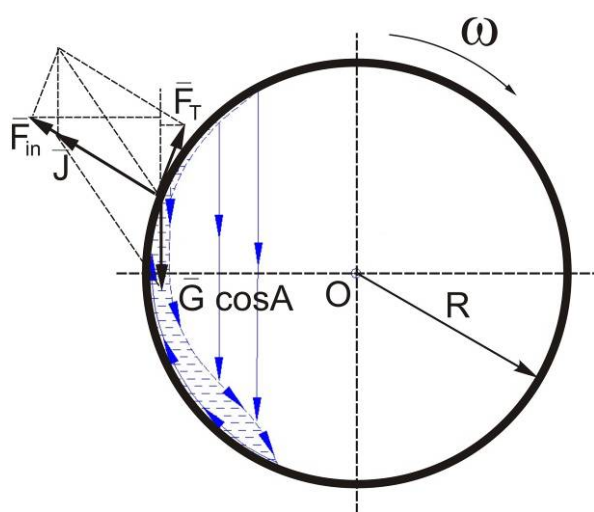


Рисунок 2.7 – Схема та фотографія поведінки рідини в камері балансира: режим часткового пріоритету відцентрових сил

Для четвертого якісного стану руху – повного пріоритету відцентрових сил характерним є «залучення» рідини в обертний рух: рідина стрибкоподібно вся переходить в обертання та рівномірним за товщиною шаром розподіляється по всій камері за умови відсутності ексцентриситету мас (рис. 2.8).

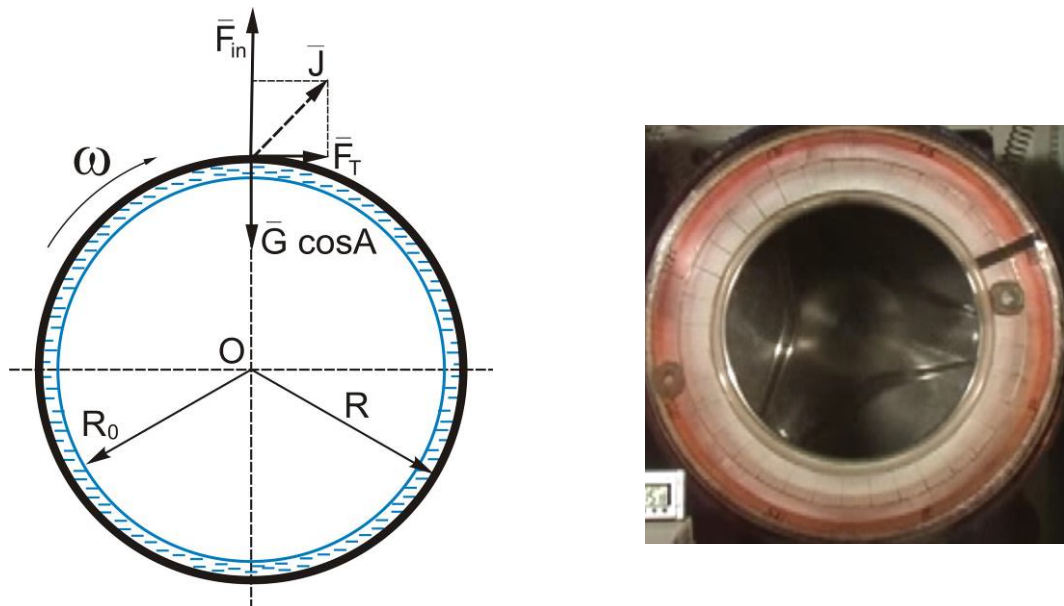


Рисунок 2.8 – Схема та фотографія поведінки рідини в камері балансира: повного пріоритету відцентрових сил

Цей режим має місце, коли векторна сума відцентрової сили і сили тертя перевищує гравітаційну складову. Вільна поверхня рідини є параболоїдом, вісь якого зміщена вгору відносно осі обертання камери на величину $\Delta = \frac{g \cdot \cos A}{\omega^2}$. Очевидно, що зі збільшенням швидкості обертання АБП величина зміщення Δ зменшується; при великих значеннях ω (теоретично – при $\omega \rightarrow \infty$) одержимо $\Delta \rightarrow 0$, і вільна поверхня стає практично циліндричною, співвісною з циліндричною камерою АБП. У дійсності для підтримання знайденої вище параболічної форми вільної поверхні необхідним є постійне (миттєве) перетікання рідини з верхніх зон камери в нижні. Реально це перетікання не

встигає за обертанням порожнини, і практично зміщення Δ буде меншим за розрахункове, що дорівнює $g \cdot \cos A / \omega^2$.

За четвертого режиму, рідина припиняє свій рух відносно стінки камери автобалансира. Усі шари рідини обертаються наближено з тією ж самою кутовою швидкістю ω , що і камера автобалансувального пристрою. Такий рух рідини є відносно її рівновагою в певний момент часу. При цьому треба мати на увазі, що рідина приходить у стан відносного спокою під впливом сил внутрішнього тертя. У самому стані відносного спокою сили тертя відсутні. Зовнішніми об'ємними силами, що діють на рідину, будуть сили гравітації та інерції (відцентрова сила). Після досягнення кутової швидкості, за якої відбувається «втягування» рідини, тобто її включення в обертотний рух роторної системи, зі збільшенням швидкості обертання ротора поступово починається залучення рідини в процес автоматичного балансування.

Визначимо мінімальну швидкість залучення рідини у процес обертотного руху ротора у загальному випадку.

Розрахуємо мінімальну кутову швидкість обертання ротора ω , за якої відбувається четвертий режим - «залучення» рідини для більш загального випадку розташування ротора – під кутом A до горизонту.

Для такого «залучення» рідини, тобто її включення в роботу, очевидно, існують дві умови (рис. 2.9):

1) в'язкість рідини і кутова швидкість обертання ротора мають забезпечити таке значення сили тертя, що виникає між рідиною і стінкою АБП, щоб вона при протидії силі ваги утримувала б рідину у положенні 1;

2) кутова швидкість має забезпечити таке значення відцентрової сили F_{in} , щоб вона могла б утримувати рідину у положенні 2, тобто переважала б силу ваги в цьому положенні.

Нехай циліндрична камера радіуса R (рис. 2.9), яка частково заповнена рідиною масою m , обертається відносно горизонтальної осі O_1 , що збігається із геометричним центром O . Розглянемо елементарний об'єм рідини масою dm , що граничить зі стінкою камери. Нехтуючи товщиною елементарної частинки,

прийемо відстань центра маси елементарної частинки рідини до осі обертання – R .

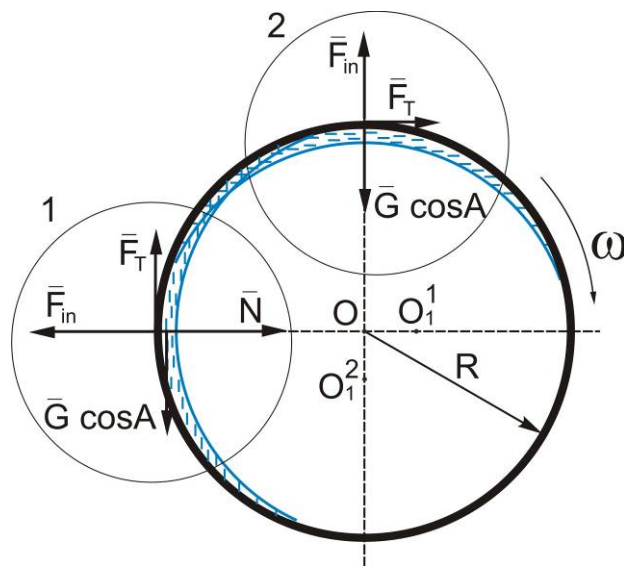


Рисунок 2.9 - Схема визначення мінімальної кутової швидкості “залучення” рідини

На таку елементарну частинку рідини, діють сили: відцентрова сила $dF_{in} = dm \cdot R \cdot \omega^2$, сила ваги dG^* , сила реакції стінки АБП $dN = -dF_{in}$ та сила тертя dF_T .

Знайдемо мінімальну кутову швидкість обертання ротора, за якої відбувається “залучення” рідини, виходячи з умови 1. Для “залучення” рідини необхідно, щоб сила тертя переважала силу ваги рідини (рис. 2.9).

$$dF_T \geq dG^* \Rightarrow dm \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \chi \geq dm \cdot g \cdot \cos A \Rightarrow R \cdot \omega^2 \cdot \chi \geq g \cdot \cos A,$$

де χ – коефіцієнт тертя (безрозмірне прискорення). Фізичний зміст цього коефіцієнта - $\chi = \frac{g \cdot \cos A}{R \cdot \omega^2}$: відношення сили ваги і відцентрової сили інерції, яке визначає динаміку рідини в горизонтальній камері, що обертається [207]. Оскільки висота камери АБП значно менша за її радіус, то стаціонарні течії генеруються в прикордонних шарах, які створюються торцевими стінками

камери. Проведені дослідження показали, що рідина здійснює середній рух, інтенсивність якого пропорційна χ^2 і в границі великих частот не залежить від в'язкості [208].

Мінімальна кутова швидкість “залучення” рідини:

$$\omega_{o1} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R \cdot \chi}}. \quad (2.29)$$

Знайдемо мінімальну кутову швидкість обертання ротора, за якої відбувається “залучення” рідини, виходячи з умови 2. На елементарну частинку маси рідини, що обертається із камерою АБП, у положенні 2 (рис. 2.9) діє відцентрова сила і сила ваги. Для утримання елементарного об'єму рідини необхідно, щоб рівнодійна сил, що діють на нього, була не меншою за нуль:

$$dm \cdot R \cdot \omega^2 - dm \cdot g \cdot \cos A \geq 0.$$

Звідки

$$\omega_{o2} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R}}. \quad (2.30)$$

При горизонтальному розташуванні ротора $A = 0^\circ$. Тому відповідно (2.29) і (2.30) матимуть вигляд [197]:

$$\omega_{o1}^{HR} \geq \sqrt{\frac{g}{R \cdot \chi}}, \quad \omega_{o2}^{HR} \geq \sqrt{\frac{g}{R}}.$$

Таким чином, кутова швидкість “залучення” рідини буде дорівнювати максимальному із значень, отриманих за формулами (2.29) та (2.30):

$$\omega_o = \max(\omega_{o1}, \omega_{o2}).$$

В якості робочої рідини у експериментальних дослідженнях (розділи 3, 4) використовували воду прісну. Для води прісної $\chi < 1$ [208]. Тому, очевидно, що максимальним значенням кутової швидкості «залучення» рідини буде ω_{31} , обчислене за формулою (2.29).

Для дослідної установки з рідинним АБП ($R = 0,2$), описаної в п. 3.2.1, що моделює роторну систему з горизонтальною віссю обертання ($A = 0$), експериментально встановлена кутова швидкість «залучення» рідини $\omega_{o1}^{HR} \cong \sqrt{9,8 \cdot 1 / (0,2 \cdot 0,11)} = 21,11 \text{ с}^{-1}$ або 211 об/хв., що становить 2/3 від резонансної швидкості.

Автобалансування ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту, на відміну від вертикального, можливе лише після досягнення значно більшого значення кутової швидкості, за якої відбувається «залучення» рідини в рух. Це зменшує діапазон кутових швидкостей, за яких можливе автоматичне зрівноваження рідиною ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту.

Зменшення значення кутової швидкості «залучення» рідини у цьому випадку можна досягнути:

- за рахунок застосування рідин більшої в'язкості, однак, як буде експериментально показано у розділі 4 цього дослідження, збільшення в'язкості робочої рідини негативно впливає на точність автобалансування;

- за рахунок застосування конструкції автобалансувального пристрою з радіальними перегородками [42]. Є необхідність в експериментальній перевірці цієї гіпотези.

2.2 Інерційні збурення руху рідини в камері АБП

Розглянемо закриту камеру АБП, що має форму прямого кругового циліндра радіуса R і висотою h , частково заповнену ідеальною нестисливою

рідиною густини ρ ($\rho = \text{const}$). Нехай за відсутності об'ємних сил рідина здійснює усталений круговий рух і розташовується в камері у вигляді кільцевого шару, що має товщину $R - R_0$ (рис. 2.10). У безрозмірних циліндричних координатах $\eta = r/R$, φ , $\zeta = z/R$ рівності

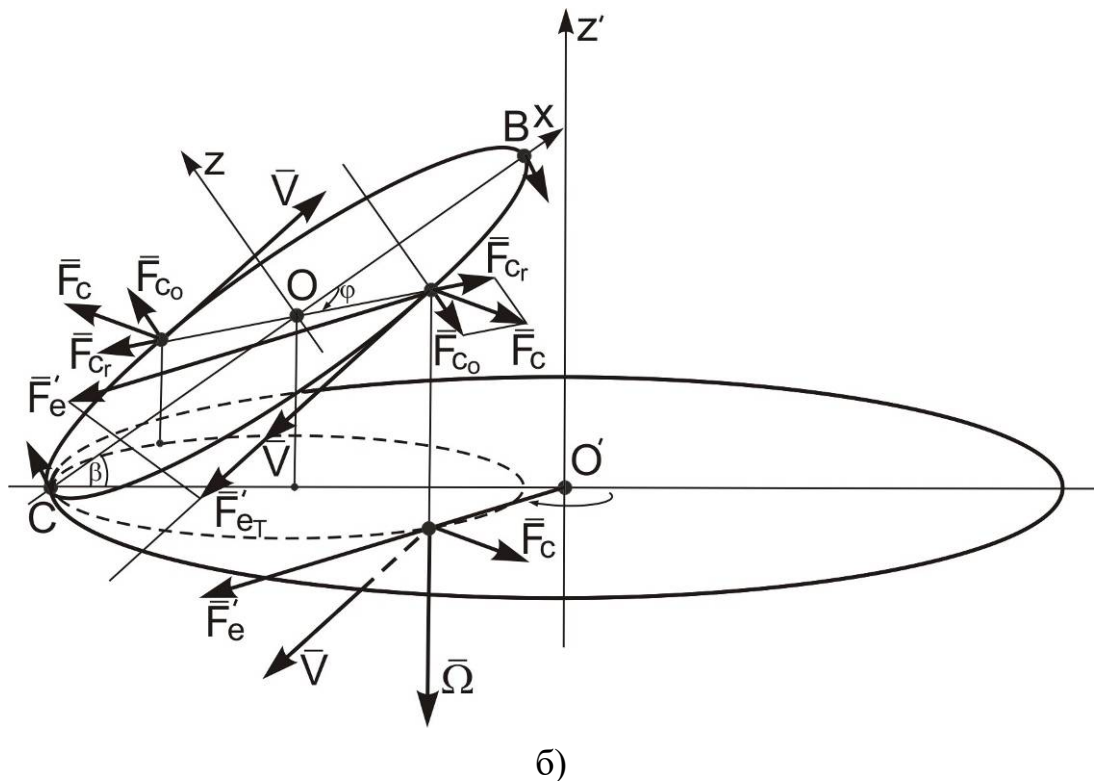
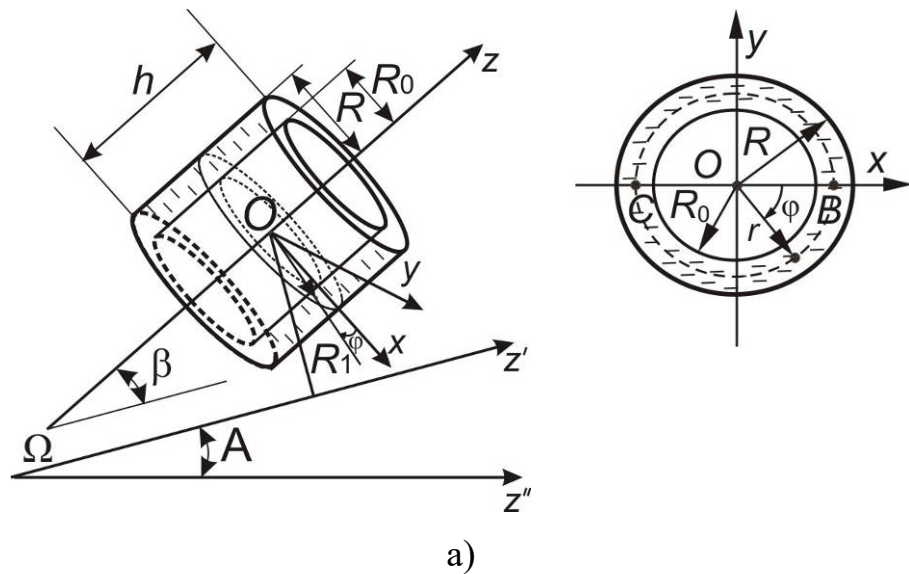


Рисунок 2.10 – Графічне пояснення до розташування сил в задачі динаміки рідини, що обертається в камері автобалансера:

а) розрахункова схема камери АБП з рідиною;

б) об'ємні переносна (\bar{F}_e') та коріолісова (\bar{F}_c) сили інерції й їх проєкції,

що діють на рідину

$$\bar{V}_0 = (0, v_0(\eta), 0), \quad p_0 = p_0^0 + \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{v_0^2(x)}{x} dx, \quad \eta = \eta_0 \left(\eta_0 = \frac{R_0}{R} \right) \quad (2.31)$$

є відповідно виразами для безрозмірних швидкості потоку, тиску і рівняння вільної поверхні для довільно заданих функції $v_0(\eta)$ і величини p_0^0 .

Нехай камера здійснює обертання зі сталою кутовою швидкістю $\bar{\Omega} = -i\Omega$ навколо деякої осі z' , що нахилена до лінії горизонту z'' під кутом A ($0 < A < \pi/2$), лежить з віссю камери z в одній площині та складає з нею кут β ($\beta \neq 0$). Задача полягає у вивченні стаціонарних збурень відносного руху рідини, обумовлених об'ємними переносною та коріолісовою силами інерції. Ця задача виникає при дослідженні роботи рідинного АБП при незрівноваженій системі (при повному зрівноваженні маємо $\beta = 0$).

Рівняння Ейлера та нестисливості можна подати у формі:

$$\text{grad} \left(p + \frac{V^2}{2} \right) + \text{rot} \bar{V} \times \bar{V} = -\varepsilon \bar{W}_e - \varepsilon c \bar{W}_c, \quad \text{div} \bar{V} = 0 \quad (2.32)$$

$$\bar{W}_e = \frac{1}{\Omega^2 R_1} \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \bar{R}_1) = -\frac{\bar{R}_1}{R_1} = (\cos \beta \cos \varphi, -\cos \beta \sin \varphi, -\sin \beta) \quad (2.33)$$

$$\begin{aligned} \bar{W}_c &= \frac{1}{2\Omega V_*} 2\bar{\Omega} \times (V_* \bar{V}) = -\bar{i} \times \bar{V} = \\ &= (w \sin \beta \sin \varphi + v \cos \beta, w \sin \beta \cos \varphi - u \cos \beta, -\sin \beta (v \cos \varphi + u \sin \varphi)) \end{aligned} \quad (2.34)$$

де $\varepsilon = \frac{\Omega^2 R_1 R}{V_*^2}$, $\varepsilon c = \frac{2\Omega V_* R}{V_*^2}$. Тут $\bar{V} = (u, v, w)$ - швидкість рідини відносно

камери АБП; p - тиск; \bar{W}_e , \bar{W}_c - переносне та коріолісове прискорення; V_* - масштаб швидкості - максимальне значення модуля колової швидкості рідини. Параметр ε будемо вважати малим, що відповідає співвідношенням, які є характерними для пристроїв, що вивчаються. Подамо рівняння вільної поверхні

у вигляді $F(\eta, \varphi, \zeta) = \eta - \psi(\varphi, \zeta) = 0$ і запишемо граничні умови задачі, а також умови періодичності шуканих величин за кутовою координатою φ і умови незмінності (балансу) об'єму, що займає рідина:

$$u \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad (\bar{V} \text{grad} F)_{F=0} = 0, \quad p \Big|_{F=0} = p_0^0,$$

$$[\bar{V}, p, \psi] \Big|_{\varphi + 2\pi} - [\bar{V}, p, \psi] \Big|_{\varphi} = 0, \quad (2.35)$$

$$\frac{1}{2} \int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \int_0^{2\pi} \psi^2(\varphi, \zeta) d\varphi d\zeta = \pi \eta_0^2 \frac{h}{R}.$$

Розв'язок задачі (2.32)–(2.35), що належить до класу обернених крайових задач, будемо шукати у вигляді рядів за степенями малого параметра ε

$$\bar{V} = \bar{V}_0 + \varepsilon \bar{V}_1 + \dots, \quad p = p_0 + \varepsilon p_1 + \dots, \quad F = \eta - \psi_0(\varphi, \zeta) - \varepsilon \psi_1(\varphi, \zeta) - \dots = 0. \quad (2.36)$$

Підстановка виразів (2.36) у рівняння (2.32) і умови (2.35) приводить до таких співвідношень для послідовного знаходження початкового і першого наближень до розв'язку задачі:

$$\text{grad} \left(p_0 + \frac{V_0^2}{2} \right) + \text{rot} \bar{V}_0 \times \bar{V}_0 = 0, \quad \text{div} \bar{V}_0 = 0;$$

$$u_0 \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w_0 \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad (\bar{V}_0 \text{grad} F_0)_{F_0=0} = 0, \quad (F_0 = \eta - \psi_0(\varphi, \zeta)),$$

$$p_0 \Big|_{F_0=0} = p_0^0,$$

$$[\bar{V}_0, p_0, \psi_0] \Big|_{\varphi + 2\pi} - [\bar{V}_0, p_0, \psi_0] \Big|_{\varphi} = 0, \quad \frac{1}{2} \int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \int_0^{2\pi} \psi_0^2(\varphi, \zeta) d\varphi d\zeta = \pi \eta_0^2 \frac{h}{R}.$$

$$\text{grad}(p_1 + \bar{V}_0 \bar{V}_1) + \text{rot} \bar{V}_0 \times \bar{V}_1 + \text{rot} \bar{V}_1 \times \bar{V}_0 = -\bar{W}_e + c\bar{i} \times \bar{V}_0, \quad \text{div} \bar{V}_1 = 0 \quad (2.37)$$

$$u_1 \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w_1 \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad \left[\frac{\partial p_0}{\partial \eta} \psi_1(\varphi, \zeta) + p_1 \right]_{F_0=0} = 0,$$

$$\left[\psi_1(\varphi, \zeta) \frac{\partial}{\partial \eta} (\bar{V}_0 \text{grad} F_0) + \bar{V}_1 \text{grad} F_0 - \bar{V}_0 \text{grad} \psi_1(\varphi, \zeta) \right]_{F_0=0} = 0,$$

$$\left[\bar{V}_1, p_1, \psi_1 \right]_{\varphi+2\pi} - \left[\bar{V}_1, p_1, \psi_1 \right]_{\varphi} = 0,$$

$$\int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \int_0^{2\pi} \psi_0(\varphi, \zeta) \psi_1(\varphi, \zeta) d\varphi d\zeta = 0. \quad (2.38)$$

Вирази (2.31) є розв'язками задачі (2.37). При врахуванні виразів (2.31), рівностей (2.39)

$$\psi_0(\varphi, \zeta) = \eta_0, \quad F_0 = \eta - \eta_0 \quad (2.39)$$

і одержаної за допомогою формули (2.34) рівності $\bar{i} \times \bar{V}_0 = v_0(\eta)(-\cos \beta, 0, \sin \beta \cos \varphi)$ співвідношення (2.38) для знаходження першого наближення можна записати у формі (штрихом позначено диференціювання по η):

$$\begin{aligned} \frac{v_0(\eta)}{\eta} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 \right) + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= -\cos \beta \cos \varphi + 0 & -\frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \cos \beta &+ 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{[\eta v_0(\eta)]'}{\eta} u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= \cos \beta \sin \varphi + 0 & + 0 &+ 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= 0 & + \sin \beta &+ 0 & + \frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \sin \beta \cos \varphi \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial(\eta u_1)}{\partial \eta} + \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \eta \frac{\partial w_1}{\partial \zeta} = 0 \quad (2.41)$$

$$u_1 \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w_1 \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad u_1 \Big|_{\eta=\eta_0} = \frac{v_0(\eta_0)}{\eta_0} \frac{\partial \psi_1}{\partial \varphi}, \quad p_1 \Big|_{\eta=\eta_0} = -\frac{v_0^2(\eta_0)}{\eta_0} \psi_1$$

$$\left[\bar{V}_1, p_1, \psi_1 \right]_{\varphi+2\pi} - \left[\bar{V}_1, p_1, \psi_1 \right]_{\varphi} = 0, \quad \int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \int_0^{2\pi} \psi_1 d\varphi d\zeta = 0. \quad (2.42)$$

Лінійність задачі (2.40) - (2.42) дозволяє розбити її на чотири незалежні задачі, які відповідають збуренням потоку різними складовими сил інерції у відносному русі.

2.2.1 Збурення руху радіальною і тангенціальною складовими відцентрової сили інерції

Ця задача полягає в розв'язанні за умов (2.42) рівняння (2.41) і рівнянь (2.43):

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= \cos \varphi \\ \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + 2\eta' u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= -\sin \varphi \\ \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= 0 \end{aligned} \quad (2.43)$$

Розв'язок цієї плоскої задачі шукаємо у вигляді:

$$u_1 = U(\eta) \sin \varphi, \quad v_1 = V(\eta) \cos \varphi, \quad w_1 = 0, \quad p_1 = P(\eta) \cos \varphi, \quad \psi_1 = C \cos \varphi.$$

Тоді для визначення невідомих функцій U , V , P і сталої C одержимо відповідно до (2.40)-(2.42) такі співвідношення:

$$\frac{v_0}{\eta} (U - 2V) + P' = 1, \quad -\frac{v_0}{\eta} V + \frac{(\eta v_0)'}{\eta} U - \frac{1}{\eta} P = -1, \quad (\eta U') = V,$$

$$U(1) = 0, \quad U(\eta_0) = -\frac{Cv_0(\eta_0)}{\eta_0}, \quad P(\eta_0) = -\frac{Cv_0^2(\eta_0)}{\eta_0}.$$

Виключення функцій V і P приводить до лінійного однорідного диференціального рівняння другого порядку для функції U :

$$\eta^2 U'' + 3\eta U' - \frac{1}{v_0} (\eta^2 v_0'' + \eta v_0' - v_0) U = 0. \quad (2.44)$$

Функція $U = \frac{v_0}{\eta}$ є частковим розв'язком ($v_0 \neq 0$). Тому загальний розв'язок запишемо у вигляді:

$$U = \frac{v_0}{\eta} \left[C_1 + C_2 \int \frac{dx}{\eta x v_0^2(x)} \right],$$

де C_1 і C_2 – довільні сталі. Залишимо без розгляду особливі випадки, коли $v_0(\eta_0)v_0(1) = 0$. Одержимо розв'язок розглядуваної задачі у вигляді:

$$u_1 = -\eta_0^2 \frac{v_0}{\eta} \sin \varphi G(\eta), \quad v_1 = -\eta_0^2 \left[v_0' G(\eta) - \frac{1}{\eta v_0} \right] \cos \varphi, \quad w_1 = 0,$$

$$p_1 = -\left(\frac{\eta_0^2}{\eta} [1 + v_0^2 G(\eta)] - \eta \right) \cos \varphi,$$

$$\psi_1 = \eta_0^2 G(\eta_0) \cos \varphi, \quad G(\eta) = \int \frac{dx}{\eta x v_0^2(x)}. \quad (2.45)$$

Проаналізуємо одержаний розв'язок. Відповідно до формул (2.36), (2.39) і (2.45) рівняння викривленої вільної поверхні рідини має вигляд:

$$\eta = \eta_0 + \varepsilon M \cos \varphi, \quad M = \eta_0^2 G(\eta_0) \cdot \cos \beta \leq 0.$$

Якщо враховувати лише малі величини порядку ε , то ця поверхня, як і за відсутності збурень, є бічною поверхнею прямого кругового циліндра радіуса η_0 , вісь якого паралельна осі камери z , але зміщена відносно неї на відстань $\Delta = -\varepsilon M$ уздовж променя $\varphi = \pi$. Таким чином, радіальна і тангенціальна складові відцентрової сили інерції викликають плоскі збурення потоку, які зводяться, зокрема, до того, що циліндрична вільна поверхня рідини у розглядуваному наближенні зміщається без деформації, причому вісь його зсувається в площині zz' паралельно осі z , віддаляючись від осі z' . Фактично маємо випадок розташування рідини в камері АБП при автобалансуванні ротора (і за умови $\omega < \omega_{кр}$).

Якщо функція v_0 має вигляд $v_0 = B\eta^\gamma$, де B і γ - сталі, то колова швидкість у будь-якій точці «вузького місця» ($\varphi = \pi$) збільшується у порівнянні з її значенням у тій самій точці при незбурюваному русі, а в точках «широкого місця» ($\varphi = 0$) – зменшується. У загальному випадку можна лише стверджувати, що модуль середньої колової швидкості у «вузькому» та «широкому» місцях збільшується і зменшується відповідно.

2.2.2 Збурення руху осьюовою складовою відцентрової сили інерції

Ця задача полягає в розв'язанні за умов (2.42) рівняння (2.41) і рівнянь (2.46):

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= 0 \\ \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + 2\eta' u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= 0 \\ \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= 0 \end{aligned} \quad (2.46)$$

Враховуючи, що дана задача осесиметрична і вважаючи, що $(\eta v_0)' \neq 0$, одержимо з рівностей (2.46), (2.41) і (2.42):

$$u_1=w_1=0, \quad \frac{\partial p_1}{\partial \eta} = 2v_1, \quad \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} = 0, \quad p_1 \Big|_{\eta = \eta_0} = -\eta_0 \psi_1(\zeta), \quad \int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \psi_1(\zeta) d\zeta = 0.$$

Аналогічно до випадку 2.2.1 знаходимо:

$$\bar{V}_1 = 0, \quad p_1 = 0, \quad \psi_1 = 0. \quad (2.47)$$

Зауважимо, що цей розв'язок є справедливим і при $(\eta v_0)' = 0$, однак у цьому випадку він, можливо, не є єдиним.

З формул (2.47) при врахуванні (2.36) і (2.39) маємо, що в результаті дії осьової складової відцентрової сили інерції поле швидкостей не викривляється, а вільна поверхня рідини набуває форми зрізаного конуса, що звужується у напрямку дії цієї складової.

2.2.3 Збурення руху радіальною складовою сили інерції Коріоліса

Ця задача полягає в розв'язанні за умов (2.42) рівняння (2.41) і рівнянь (2.48):

$$\begin{aligned} \frac{v_0(\eta)}{\eta} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 \right) + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= -\frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \cos \beta \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{[\eta v_0(\eta)]'}{\eta} u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= 0 \end{aligned} \quad (2.48)$$

Враховуючи, що дана задача осесиметрична і вважаючи, що $(\eta v_0)' \neq 0$, одержимо з рівностей (2.48), (2.41) і (2.42):

$$u_1=w_1=0, \quad \psi_1=0; \quad \frac{\partial p_1}{\partial \eta} = -\frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \cos \beta + \frac{2v_0(\eta)}{\eta} v_1, \quad \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} = 0,$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial \varphi} = -v_0(\eta) \frac{\partial v_1}{\partial \varphi}; \quad p_1 \Big|_{\eta=\eta_0} = 0.$$

Звідки одержимо:

$$\bar{V}_1 = 0, \quad \psi_1 = 0, \quad p_1 = -\frac{2V_*}{\Omega R_1} \cos \beta \int_{\eta_0}^{\eta} v_0(x) dx. \quad (2.49)$$

Таким чином, радіальна складова сили Кориоліса не приводить до змін у розташуванні та циліндричній формі вільної поверхні рідини і до збурення поля швидкостей, викликаючи лише збурення поля тисків, що не залежить від координат φ і ζ , що цілком збігається з результатами, одержаними в [168, 185, 186] при дослідженні інерційних хвиль у рідині, що обертається.

2.2.4 Збурення руху осьюовою складовою сили інерції Кориоліса

Ця задача полягає в розв'язанні за умов (2.42) рівняння (2.41) і рівнянь (2.50):

$$\begin{aligned} \frac{v_0(\eta)}{\eta} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 \right) + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{[\eta v_0(\eta)]'}{\eta} u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= \frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \sin \beta \cos \varphi \end{aligned} \quad (2.50)$$

Рисунок 2.11 ілюструє характер розглядуваного збурюваного впливу, який намагається «розгойдати» рідину, що обертається.

Розглядувана задача значно складніша за попередню, оскільки виникаючі тут збурення є неплоскими і неосесиметричними.

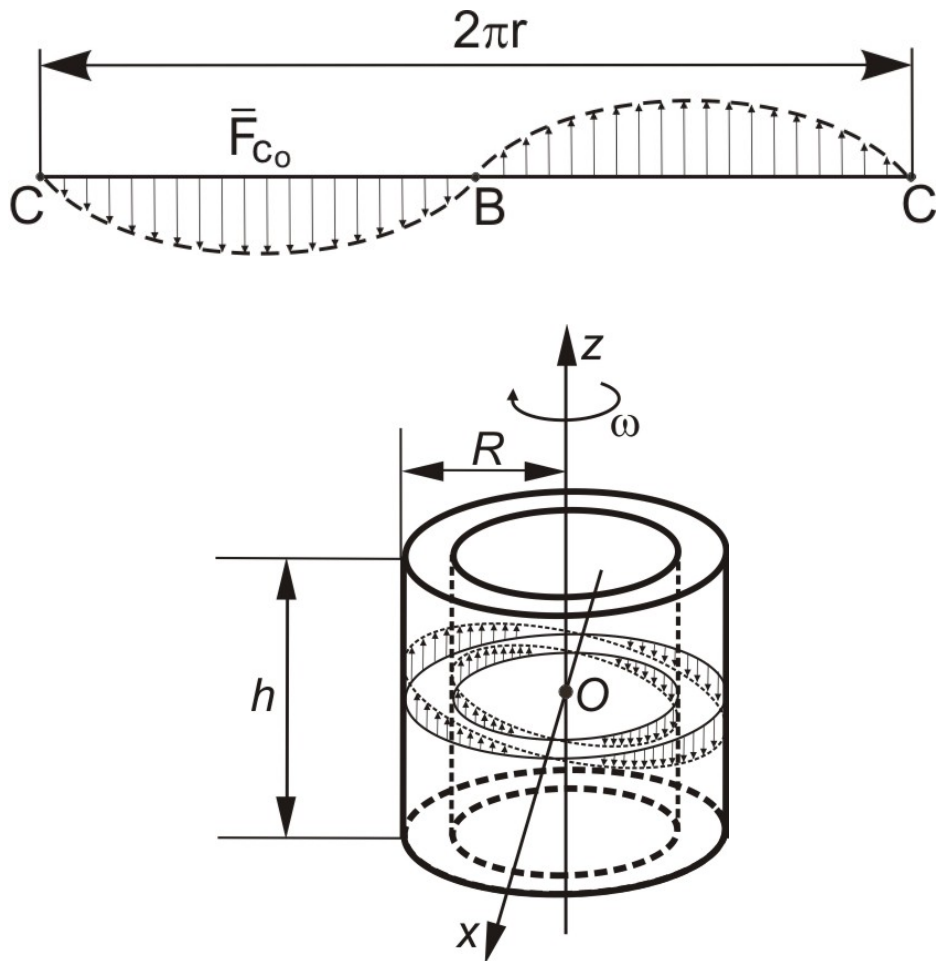


Рисунок 2.11 – Характер збурювального впливу осьових складових об'ємних сил інерції Кориоліса

Підстановка

$$\begin{aligned}
 u_1 &= U(\eta, \zeta) \sin \varphi, & v_1 &= V(\eta, \zeta) \cos \varphi, & w_1 &= W(\eta, \zeta) \sin \varphi, \\
 p_1 &= P(\eta, \zeta) \cos \varphi, & \psi_1 &= \Psi(\zeta) \cos \varphi,
 \end{aligned}
 \tag{2.51}$$

де U, V, W, P і Ψ - невідомі функції від η і ζ , дозволяє виключити змінну φ з рівнянь і граничних умов. Маємо:

$$\begin{aligned}
 \frac{v_0}{\eta} (U - 2V) + \frac{\partial P}{\partial \eta} = 0, & & -v_0 V + (\eta v_0)' U - P = 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.52}$$

$$\frac{v_0}{\eta}W + \frac{\partial P}{\partial \zeta} = \frac{2V_*}{\Omega R_1}v_0 \sin \beta, \quad \frac{\partial(\eta U)}{\partial \eta} - V + \eta \frac{\partial W}{\partial \zeta} = 0.$$

$$U \Big|_{\eta=1} = 0, \quad W \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad U \Big|_{\eta=\eta_0} = -\frac{v_0(\eta_0)}{\eta_0}\Psi, \quad P \Big|_{\eta=\eta_0} = -\frac{v_0^2(\eta_0)}{\eta_0}\Psi. \quad (2.53)$$

Нехай $v_0 \neq \frac{D}{\sqrt{\eta}}$, де D – стала. Систему рівнянь (2.52) можна звести до одного лінійного диференціального рівняння в частинних похідних другого порядку для функції $P = P(\eta, \zeta)$:

$$\eta^2 \frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} + \eta a(\eta) \frac{\partial P}{\partial \eta} - b(\eta)P - \eta^2 d(\eta) \frac{\partial^2 P}{\partial \zeta^2} = 0;$$

$$a(\eta) = \frac{3v_0^2 + 2\eta v_0 v_0' - 2\eta^2 v_0 v_0'' - 2\eta^2 (v_0')^2}{v_0(2\eta v_0' + v_0)}, \quad b(\eta) = \frac{4\eta^2 v_0'' + 4\eta v_0' - v_0}{2\eta v_0' + v_0}, \quad (2.54)$$

$$d(\eta) = \frac{2\eta v_0' + v_0}{v_0}$$

Використовуючи умови (2.53) і рівняння (2.52), знайдемо граничні умови, яким повинна задовольняти функція P :

$$\eta_0 v_0(\eta_0) \frac{\partial P}{\partial \eta} \Big|_{\eta=\eta_0} + [v_0(\eta_0) - 2\eta_0 v_0'(\eta_0)] P \Big|_{\eta=\eta_0} = 0, \quad \left(\frac{\partial P}{\partial \eta} + 2P \right) \Big|_{\eta=1} = 0, \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \zeta} \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = \pm \frac{h}{2R} = \frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \sin \beta.$$

Зауважимо, що коефіцієнти $a(\eta)$, $b(\eta)$ і $d(\eta)$ перетворюються в константи, якщо $v_0 = B\eta^\gamma$, де B і γ – сталі. Для спрощення прийемо $v_0(\eta) = \eta^\gamma$. Функції v_0

такого виду дозволяють охопити достатньо широкий клас практично важливих випадків, у тому числі випадок рідини, що квазіжорстко обертається, якому відповідає значення $\gamma=1$.

У результаті підстановки $v_0 = \eta^\gamma$ в рівняння (2.54) і умови (2.55) маємо крайову задачу:

$$\eta^2 \frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} + (3-2\gamma)\eta \frac{\partial P}{\partial \eta} - (2\gamma-1)P - (2\gamma+1)\eta^2 \frac{\partial^2 P}{\partial \zeta^2} = 0, \quad (\gamma \neq 1/2)$$

$$\left[(2\gamma-1)P - \eta_0 \frac{\partial P}{\partial \eta} \right]_{\eta=\eta_0} = 0, \quad \left(\frac{\partial P}{\partial \eta} + 2P \right)_{\eta=1} = 0,$$

$$\frac{\partial P}{\partial \zeta} \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = \frac{2V_*}{\Omega R_1} \eta^\gamma \sin \beta,$$

зв'язану з рівнянням гіперболічного (при $\gamma > -1/2$) або еліптичного (при $\gamma < -1/2$) типу [203]. При розділенні змінних вважатимемо $P(\eta, \zeta) = S(\eta)Z(\zeta)$ і позначивши через μ^2 сталу розділення, прийдемо до регулярної задачі Штурма-Ліувілля з умовами:

$$\left(\eta^{3-2\gamma} S' \right)' + \left[\mu^2 \eta^{3-2\gamma} - (2\gamma-1)\eta^{1-2\gamma} \right] S = 0, \quad S'(\eta_0) - \frac{(2\gamma-1)S(\eta_0)}{\eta_0} = 0,$$

$$S'(1) + 2S(1) = 0$$

і рівнянням $\frac{d^2 Z}{d\zeta^2} + \frac{\mu^2}{2\gamma+1} Z = 0$.

Застосуємо метод Фур'є [204] і прийдемо до розв'язку задачі у вигляді:

$$u_1 = \frac{A}{2\gamma+1} \sin \varphi \sum_{n=1}^{\infty} \theta_n \left[\mu_n H_{\gamma-1, \gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) + \frac{1}{\eta} H_{\gamma, \gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) \right] Z_n^{(s)}(\zeta),$$

$$v_1 = \frac{A}{2\gamma+1} \cos \varphi \sum_{n=1}^{\infty} \theta_n \left[(\gamma+1)\mu_n H_{\gamma-1, \gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) - \frac{\gamma}{\eta} H_{\gamma, \gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) \right] Z_n^{(s)}(\zeta),$$

$$w_1 = \frac{A}{2} \sin \varphi \left[\eta - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{|\lambda_{n,\gamma}|} \theta_n H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) Z_n^{(c)}(\zeta) \right],$$

$$p_1 = A \eta^{\gamma-1} \cos \varphi \sum_{n=1}^{\infty} \theta_n H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) Z_n^{(s)}(\zeta),$$

$$\psi_1 = -A \eta_0^{-\gamma} \cos \varphi \sum_{n=1}^{\infty} \theta_n H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) Z_n^{(s)}(\zeta) \quad (2.56)$$

де μ_n – корені рівняння $H_{\gamma+1,\gamma}(\mu, \mu \eta_0) = 0$ пронумеровані у порядку зростання власних значень μ_n^2 ;

$$H_{q,s}(\mu, \mu \eta) = [Y_s(\mu) + \mu Y_{s-1}(\mu)] J_q(\mu \eta) - [J_s(\mu) + \mu J_{s-1}(\mu)] Y_q(\mu \eta),$$

причому $J_r(x)$ і $Y_r(x)$ функції Бесселя першого і другого роду порядку r ;

$$Z_n^{(s)}(\zeta) = \begin{cases} \sin \sqrt{\lambda_{n,\gamma}} \zeta, & \lambda_{n,\gamma} > 0 \\ \text{sh} \sqrt{-\lambda_{n,\gamma}} \zeta, & \lambda_{n,\gamma} < 0 \end{cases}, \quad Z_n^{(c)}(\zeta) = \begin{cases} \cos \sqrt{\lambda_{n,\gamma}} \zeta, & \lambda_{n,\gamma} > 0 \\ \text{ch} \sqrt{-\lambda_{n,\gamma}} \zeta, & \lambda_{n,\gamma} < 0 \end{cases},$$

$$\theta_n = \frac{\int_{\eta_0}^1 \eta^2 H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) d\eta}{\sqrt{|\lambda_{n,\gamma}|} Z_n^{(c)} \left(\frac{2V_*}{\Omega R_1} \right) \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_{n,\gamma}} \right) H_{\gamma,\gamma}^2(\mu_n, \mu_n) - \eta_0^2 H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta_0) \right]},$$

$$\lambda_{n,\gamma} = \frac{\mu_n^2}{2\gamma+1}, \quad A = \frac{4V_* \sin \beta}{\Omega R_1} \quad (2.57)$$

Проаналізуємо розв'язок (2.56). Рівняння вільної поверхні, викривленої в результаті дії збурення, що вивчається, відповідно до (2.36) і (2.39) має вигляд

$$\eta = \eta_0 + \varepsilon N(\zeta) \cos \varphi, \quad \left(N(\zeta) = -A \eta_0^{-\gamma} \sum_{n=1}^{\infty} \theta_n H_{\gamma,\gamma}(\mu_n, \mu_n \eta) Z_n^{(s)}(\zeta) \right) \quad (2.58)$$

Отже, всі перетини $\zeta = \text{const}$ викривленої вільної поверхні залишаються з розглядуваною точністю колами радіуса η_0 , а осьова лінія поверхні є кривою $x = \varepsilon N(\zeta)$, що лежить в площині zz' .

Зауважимо, що при виконанні нерівності $\frac{\mu_n^2}{2\gamma + 1} > 0$ і співвідношення

$$\sqrt{\frac{\mu_n^2}{2\gamma + 1}} \frac{h}{2R} = \frac{\pi}{2} (2k + 1) \quad (k=0, 1, 2, \dots) \quad (2.59)$$

маємо $Z_n^{(c)}\left(\frac{h}{2R}\right) = \cos \sqrt{\frac{\mu_n^2}{2\gamma + 1}} \cdot \frac{h}{2R} = 0$, тому n -і члени усіх рядів в розв'язку (2.56) перетворюються на безмежність. Оскільки числа μ_n^2 відповідно до $H_{\gamma+1, \gamma}(\mu, \mu\eta_0) = 0$ залежать тільки від параметрів η_0 і γ , то рівність (2.59) встановлює при фіксованому γ для кожного номера n і числа k деяку залежність між геометричними параметрами $\eta_0 = \frac{R_0}{R}$ і $\frac{h}{2R}$.

Назвемо сукупність цих залежностей резонансними співвідношеннями. Відмітимо, що характер збурюваної дії дає підстави визначити, що тут дійсно має місце явище резонансу при вимушених коливаннях шару рідини, що обертається. Природно, що перетворення шуканих величин у безмежність при виконанні резонансних співвідношень пов'язано лише із застосуванням моделі ідеальної рідини. При використанні моделі в'язкої рідини збурення при резонансах мали б скінчені значення [170, 178]. В околах резонансів вийшло б лише зростання збурень, найбільш яскраво виражене тільки для резонансів «низьких порядків», тобто тих, які відповідають невеликим значенням n [177, 178]. Розглядувані резонансні явища мають ту особливість, що умови їх виникнення при заданому характері розподілу колових швидкостей в незбурюваному русі визначаються співвідношеннями тільки між геометричними параметрами системи – висотою камери, її радіусом і радіусом вільної поверхні і не залежить ні від інтенсивності обертання рідини, ні від її густини. Можна запропонувати таке фізичне пояснення цього висновку: при

обертанні шар рідини набуває своєї жорсткості [163], пропорційної до величини $\rho \cdot \omega^2$, де ω – кутова швидкість обертання рідини навколо осі камери z . У результаті частоти вільних коливань шару рідини λ_i є не залежними від ρ і пропорційними до величини ω , яка співпадає у випадку $\nu_0(\eta) = \eta$ з частотою збурення; але тоді ω в резонансних співвідношеннях типу $\omega = \lambda_i$ скорочується, не входить в них і густина рідини ρ .

Випадок, коли $\nu_0(\eta) = \eta$, тобто коли в незбурюваному русі рідина обертається як абсолютно тверде тіло, має місце за відсутності об'ємних сил в циліндричній камері з в'язкою рідиною, що рівномірно обертається навколо своєї осі. Тому розв'язок, який отримуємо з (2.56) і (2.57) при $\gamma = 1$, відповідає ідеальнорідинній моделі потоку в задачі про рух рідини в системі типу зображеній на рис. 2.10 за умови, що циліндрична камера крім обертання навколо осі z' здійснює рівномірне обертання навколо власної осі z (сила ваги відсутня).

Розглянуті хвилі є інерційними. Оскільки коріолісові сили не роблять роботи над рідиною, яка рухається, енергія, що міститься в цих хвилях—цілком кінетична.

Зауважимо, що при $\beta = 0$, тобто коли вісь камери співпадає з віссю (або паралельна до осі), навколо якої вона обертається (саме при автобалансуванні) осьова складова сили Коріоліса відсутня і резонансні явища рідини неможливі.

При розрахунку автобалансувального пристрою виникає також задача про плоский усталений рух шару важкої рідини в циліндрі, що швидко обертається навколо своєї горизонтальної осі (рис. 2.12).

Визначимо форму вільної поверхні рідини за цих умов.

Очевидно, що ця задача аналогічна тій, яка моделюється в рамках ідеальної рідини задачею цього підпункту при $\nu_0(\eta) = \eta$: обидві ці задачі є задачами про малі збурення квазіжорсткого шару рідини, що обертається, однорідним полем сил, які перпендикулярні до осі циліндричної камери. Тому розв'язок розглядуваної задачі можна одержати, поклавши в формулах (2.58)

рівними нулю збурення, що викликані дією сили Коріоліса, а також прийнявши $\gamma = 1$, $\beta = 0$, $A = 0$ і замінивши малий параметр $\varepsilon = \frac{\Omega^2 R_1 R}{V_*^2}$ на $\varepsilon^* = \frac{g}{\omega^2 R}$ (ω – кутова швидкість обертання камери навколо своєї осі).

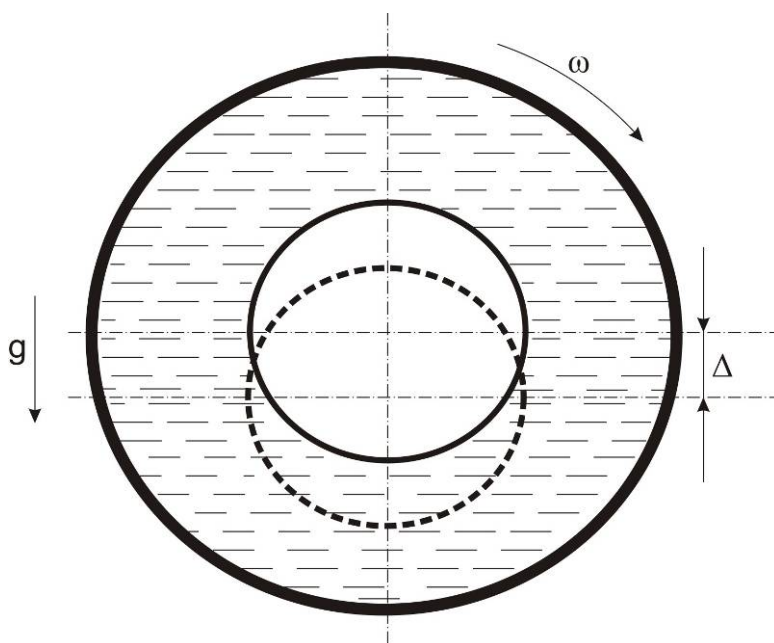


Рисунок 2.12 – Дія сили ваги на форму вільної поверхні рідини в камері АБП

Зазначимо, що дія однорідного поля сил, перпендикулярних до осі обертання шару рідини, призводить до зміщення циліндричної вільної поверхні рідини в тому напрямку, в якому діють сили. Зокрема, у цьому випадку одержали, що дія сили ваги призводить до піднімання рідини, що обертається,

причому зміщення осі вільної поверхні рідини $\Delta = \frac{g(1-\eta_0^2)}{2\omega^2 R}$ (рис. 2.12).

Піднімання рідини можна пояснити прискорювальним впливом сили ваги на спадну частину потоку і сповільнювальним – на висхідну.

2.3 Вплив хвилеутворення на поверхні рідини в камері рідинного автобалансувального пристрою

Характерними особливостями процесу автобалансування рідиною за стаціонарних умов руху ротора є те, що таке балансування є ефективним для пружно-деформівних роторів, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора [15], а також те, що у камері автобалансира рідина прагне встановитися проти дисбалансу не тільки в зарезонансній, але й у дорезонансній зоні обертання ротора і на самому резонансі [16, 191-193].

У дослідженнях на стійкість руху системи, яка містить порожнину, частково заповнену рідиною, показано: що стійкість руху втрачається завжди, коли власна частота будь-якої форми вільних коливань рідини близька до частоти нутації несучого рідину тіла [163]; нескінченній кількості форм вільних коливань рідини відповідає нескінченна кількість областей нестійкості, однак, як показано в [169, 195], для практики мають значення лише декілька перших областей, оскільки вважається, що внутрішнє тертя демпфірує власні коливання рідини та анулює області нестійкості більш високого порядку [196].

Зменшення радіуса вільної поверхні і відповідно збільшення товщини шару рідини при постійному радіусі камери R не приводить до зсуву центра мас системи, оскільки центр вільної поверхні рідини збігається з центром мас системи. У зміні незрівноваженого стану обертової системи бере участь тонкий шар рідини, близький за величиною до подвійного зміщення центра мас ротора [197]. Інша рідина лише збільшує масу системи, розташовуючись концентрично навколо осі обертання [16]. Однак експериментально визначено, що на діапазоні критичних частот при заповненні камери АБП більшою кількістю рідини, ніж необхідно для балансування, амплітуди коливань системи збільшувалися [190].

Щоб пояснити таку поведінку системи розглянемо умови хвилеутворення на вільній поверхні рідини в циліндричній камері автобалансувального

пристрою. Для цього проаналізуємо частотне рівняння системи диференціальних рівнянь, які описують обертовий рух системи ротор-АБП-рідина [185, 186].

Розрахункову схему задачі подано на рис. 2.13.

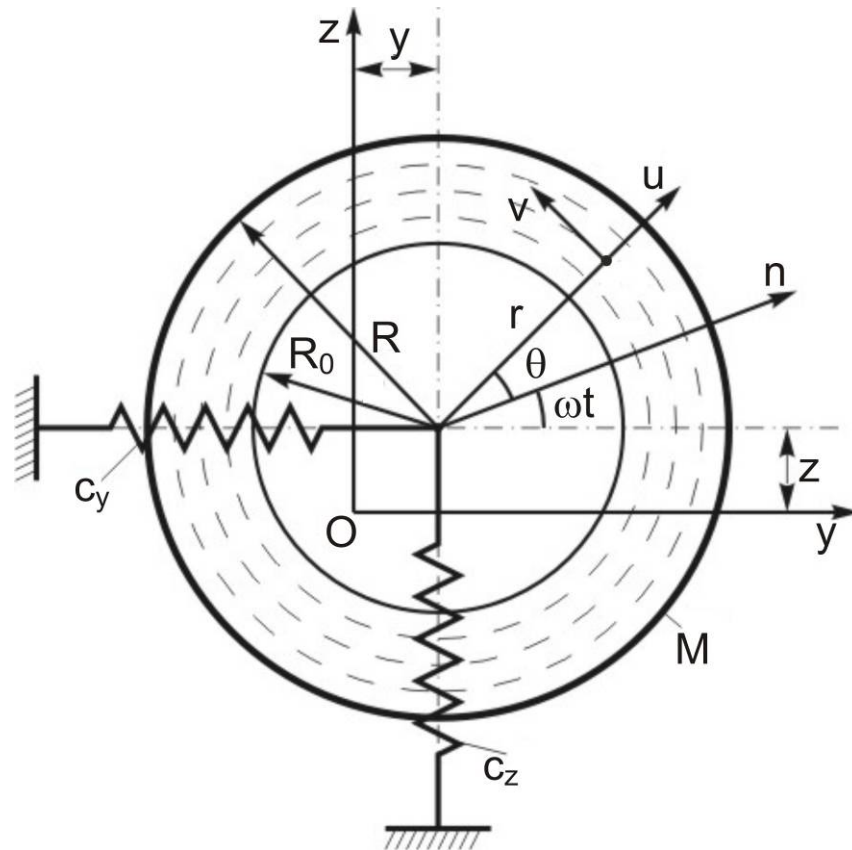


Рисунок 2.13 - Розрахункова схема роторної системи з рідинним АБП з визначенням узагальненої системи координат (YZ) , зв'язаної з віссю ротора, обертової системи координат $(nr\theta)$, зв'язаної з циліндричною камерою, та деяких основних позначень

Наведемо основні припущення:

- оскільки геометричні розміри автобалансира мають співвідношення $R \gg h$ [16] розглядаємо спрощену плоску задачу;
- рідина, захоплена циліндричною камерою АБП і обертається з ротором як одне тверде тіло;

– рідина за нехтування гравітаційними силами має форму кільця із зовнішнім радіусом R і внутрішнім – R_0 [198];

– будемо розглядати малі поступальні рухи циліндричної камери в площині обертання ($z=z(t)$ і $y=y(t)$ – узагальнені координати осі циліндра);

– рух рідини відносно камери теж вважаємо малим;

– у відносному русі сили в'язкості не враховуємо.

За рухому систему координат, зв'язану з циліндричною камерою, що обертається, прийmemo полярну систему координат з полярною віссю n (рис. 2.13); r, θ – координати точки в цій системі. Уведемо позначення: $u = u(r, \theta, t)$; $v = v(r, \theta, t)$ – відповідно радіальна та тангенціальна складові відносної швидкості рідини в точці (r, θ) . Маса ротора з автобалансиром позначимо M .

Вільні коливання системи ротор-рідина описуються лінеаризованими (через малість розглядуваних рухів системи) диференціальними рівняннями:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - 2\omega v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} - \ddot{y} \cos(\omega t + \theta) - \ddot{z} \sin(\omega t + \theta) + r\omega^2; \quad (2.60)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + 2\omega u = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \ddot{y} \sin(\omega t + \theta) - \ddot{z} \cos(\omega t + \theta),$$

рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial}{\partial r}(ur) + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0 \quad (2.61)$$

і виразами для сил, що діють на систему:

$$M \ddot{z} + c_z z = Rh \int_0^{2\pi} p|_{r=R} \sin(\omega t + \theta) d\theta; \quad (2.62)$$

$$M \ddot{y} + c_y y = Rh \int_0^{2\pi} p|_{r=R} \cos(\omega t + \theta) d\theta,$$

за граничних умов:

$$u|_{r=R} = 0; \quad u|_{r=R_0} = \frac{\partial \zeta}{\partial t}; \quad p|_{r=R_0+\zeta} = 0,$$

де $p=p(r, \theta, t)$ – тиск рідини в точці (r, θ) , ρ – густина рідини; h – висота циліндричної камери; $\zeta=\zeta(r, \theta)$ – радіальне відхилення точок вільної поверхні рідини.

Інтегрування системи рівнянь (2.60) – (2.62) зазнає значних труднощів. Дослідимо стійкість руху системи. Перейдемо до аналізу її характеристичного рівняння.

Будемо шукати можливі рухи системи у вигляді головних коливань, за яких всі узагальнені координати змінюються з однією і тією ж частотою (позначимо її k). Задамо закон зміни узагальнених координат ротора у вигляді:

$$z=A_1 \sin kt; \quad y=A_2 \cos kt. \quad (2.63)$$

Беремо до уваги тільки хвилі 1-го порядку. Оскільки при спільних коливаннях системи камера – рідина в рідині виникають хвилі тільки першого порядку (довжина хвилі дорівнює довжині вільної поверхні рідини) [168, 178]. Форму внутрішньої поверхні рідини знаходимо у вигляді (2.64) з точністю до довільних сталих B_1 і B_2 :

$$\zeta=B_1 \cos[(k + \omega) t + \theta] + B_2 \cos[(k - \omega) t - \theta]. \quad (2.64)$$

Знайдемо головні коливання рідини частоти k .

Розв'язком системи рівнянь (2.60) – (2.62) з урахуванням залежностей (2.63) і (2.64) є система рівнянь:

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2} Ak^2 + \left[\frac{2(k+\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} + (3\omega+k) \cdot (k+\omega) - \omega^2 \right] B_1 = 0; \\
& \frac{1}{2} Bk^2 + \left[-\frac{2(k-\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} + (3\omega-k) \cdot (k-\omega) + \omega^2 \right] B_2 = 0; \\
& - \left[k^2 - \frac{c_z + c_y}{2(M+m)} \right] B + \frac{c_z - c_y}{2(M+m)} A + \frac{4m(k-\omega)^2}{[(R/R_0)^2 - 1](M+m)} B_2 = 0; \\
& \frac{c_z - c_y}{2(M+m)} B - \left[k^2 - \frac{c_z + c_y}{2(M+m)} \right] A - \frac{4m(k+\omega)^2}{[(R/R_0)^2 - 1](M+m)} B_1 = 0;
\end{aligned} \tag{2.65}$$

де $A=A_1 - A_2$, $B=B_1 - B_2$, m – маса рідини в роторі.

Щоб система (2.65) мала нетривіальний розв'язок, її визначник має дорівнювати нулю. З цієї умови одержимо рівняння частот:

$$\begin{aligned}
& \times \begin{vmatrix} - \left[\frac{2(k+\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} + (3\omega+k) \cdot (k+\omega) - \omega^2 \right] & 0 & 0 \\ k^2 - \frac{c_z + c_y}{2(M+m)} & - \left[\frac{c_z - c_y}{2(M+m)} \right] & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} k^2 & - \frac{2(k-\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} + (3\omega-k) \cdot (k-\omega) + \omega^2 \\ \frac{c_z - c_y}{2(M+m)} & - \left[k^2 - \frac{c_z + c_y}{2(M+m)} \right] & \frac{4m(k-\omega)^2}{[(R/R_0)^2 - 1](M+m)} \end{vmatrix} + \\
& + \frac{4m(k+\omega)^2}{[(R/R_0)^2 - 1](M+m)} \times \\
& \times \begin{vmatrix} \frac{1}{2} k^2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} k^2 & - \frac{2(k-\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} + (3\omega-k) \cdot (k-\omega) + \omega^2 \\ \frac{c_z - c_y}{2(M+m)} & - \left[k^2 - \frac{c_z + c_y}{2(M+m)} \right] & \frac{4m(k-\omega)^2}{[(R/R_0)^2 - 1](M+m)} \end{vmatrix} = 0. \tag{2.66}
\end{aligned}$$

За умови $c_z=c_y=c$ система (2.65) розпадається на дві незв'язані системи, а частотне рівняння (2.66) – на два незалежних вирази. При $c_z=c_y=c$ ліва частина

(2.66) може бути подана у вигляді двох співмножників, один з яких одержують з іншого заміною k на $(-k)$.

Для розв'язання задачі про стійкість коливань розглядуваної системи за умови $c_z=c_y=c$ досить дослідити одне з рівнянь четвертого порядку, до прикладу:

$$\left(k^2 - \frac{c}{M+m}\right) \cdot \left[\frac{2(k-\omega)^2}{(R/R_0)^2 - 1} - (3\omega - k) \cdot (k - \omega) + \omega^2\right] = \frac{2mk^2(k-\omega)^2}{(M+m)[(R/R_0)^2 - 1]}. \quad (2.67)$$

Поділ виразу (2.66) на два незалежних рівняння означає, що при $c_z=c_y$ головні коливання системи є круговими. Рівняння (2.63) описують рух осі циліндра за еліптичною траєкторією. Однак використавши вирази $A=A_1 - A_2$, $B=B_1 - B_2$, еліптичну траєкторію можна подати у вигляді суми двох кругових, причому кутові швидкості руху за цими траєкторіями будуть дорівнювати k і $(-k)$:

$$z=A_1 \sin kt = \frac{A+B}{2} \sin kt = -\frac{A}{2} \sin(-kt) + \frac{B}{2} \sin kt;$$

$$y=A_2 \cos kt = -\frac{A-B}{2} \cos kt = -\frac{A}{2} \cos(-kt) + \frac{B}{2} \cos kt,$$

що відповідає поширенню хвилі в прямому і зворотному напрямку (у рухомій системі координат пряма хвиля поширюється убік обертання циліндра, а зворотна – проти обертання).

Ознакою нестійкості руху системи є наявність у частковому рівнянні (2.67) коренів з від'ємною уявною частиною. Тому, якщо серед чотирьох коренів рівняння (2.67) є пара комплексно-спряжених, рух можна вважати нестійким.

Корені рівняння (2.67) є частотами коливань системи ротор – рідина при умові $c_z=c_y=c$.

Прийнявши рідину нерухомою щодо ротора ($A_1 = A_2, B_1 = B_2 = 0$), одержимо парціальні частоти поширення прямої і зворотної хвиль і частоту коливань системи ротор – рідина

$$k_{pid}^+ = \omega \cdot b = \frac{\omega}{1 - \sqrt{\frac{1 - (R_0/R)^2}{2}}}; \quad k_{pid}^- = \omega \cdot a = \frac{\omega}{1 + \sqrt{\frac{1 - (R_0/R)^2}{2}}}.$$

Виразимо (2.67) через парціальні частоти

$$\alpha_k \cdot k^2 \cdot (k - \omega)^2 - (k^2 - k_p^2) \cdot (k - k_{pid}^+) \cdot (k - k_{pid}^-) = 0, \quad (2.68)$$

де $\alpha_k = \frac{2m}{M+m} \cdot \frac{1}{1 + (R/R_0)^2} < 1$; $k_p^2 = \frac{c}{M+m}$ – парціальна частота ротора з

рідиною в ньому у стані спокою.

У [168] показано, що при будь-яких α_k, a, b, k_p^2 , що є конструктивними параметрами системи, завжди існує така швидкість обертання ротора ω , при якій система буде нестійкою, тобто рівняння (2.67) буде мати комплексні корені.

Для конкретних параметрів системи чисельними методами, прирівнявши дискримінант рівняння (2.68) до нуля або використавши алгоритм Евкліда, можна визначити межі зони нестійкості.

Таким чином, ротор, що обертається, частково заповнений рідиною і встановлений на пружних опорах, при деяких швидкостях обертання втрачає стійкість. Ці швидкості не є дискретними. При $c_z = c_y$ спостерігається одна зона нестійкості, розташована навколо швидкості обертання $\omega_{кр}$, при якій відбувається збіг парціальної частоти ротора k_p з парціальною швидкістю поширення зворотної хвилі в рідині ($k_{pid}^- = \omega \cdot a$).

З цієї умови ($k_{pid}^- = \omega \cdot a$) одержимо формулу критичної швидкості

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{M + m}} \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{1 - (R_0 / R)^2}{2}} \right]. \quad (2.69)$$

Вираз (2.69) визначає центральну точку нестійкої зони. Основним параметром, що характеризує діапазон нестійкої зони, є α_k .

Параметр α_k є конструктивним параметром системи ротор – рідина, що залежить від ступеня заповнення камери АБП рідиною. Чисельно перевірено, що збільшення маси рідини приводить до розширення зони нестійкості. Так, для параметрів вертикальної роторної системи дослідної установки (рис. 3.2): маса ротора з камерою АБП (M) – 7,3 кг, маса дисбалансу (m_d) – 0,1 кг, зовнішній радіус камери АБП (R) – 0,2 м, висота камери АБП (h) – 0,05 м, маса рідини (m) – 0,05 – 0,45 кг, густина рідини (ρ) – 1000 кг/м³, критична швидкість ротора ($\omega_{кр}$) – 10,14 – 9,64 Гц залежність між ступенем заповнення камери АБП і коефіцієнтом α_k має вигляд, показаний на рис. 2.14.

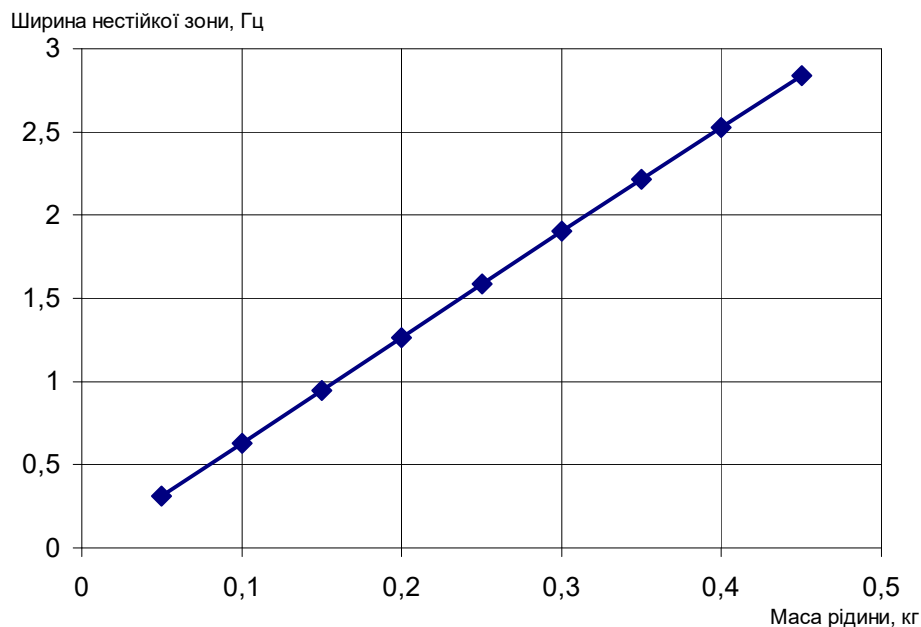


Рисунок 2.14 – Характер розширення зони нестійкості руху системи ротор – АБП – рідина

Отже, при заповненні камери рідиною масою 50 г зона нестійкості системи становить 10,726 – 11,036 Гц (ширина зони нестійкості 0,31 Гц), а при заповненні 450 г рідини зона нестійкості системи становить 10,047 – 12,885 Гц (ширина зони нестійкості 2,839 Гц).

Наявністю зон нестійкості руху системи ротор–рідина і залежністю діапазону зони від ступеня заповнення камери АБП рідиною, можна пояснити збільшення амплітуд коливань системи при заповненні камери АБП більшою кількістю рідини, ніж достатньо для балансування. Частота хвилі в рідині резонує з частотою обертання ротора.

2.4 Визначення умов ефективного балансування рідиною

2.4.1 Узагальнена оцінка кутової швидкості обертання ротора, за якої відбувається ефективне балансування рідиною

Аналіз математичних моделей динаміки рідинного автобалансувального пристрою дає можливість пояснити процес автоматичного зрівноваження ротора рідиною [192, 193].

Розглянемо роботу найпростішої роторної системи, що містить у собі автобалансувальний пристрій із рідиною (дисбаланс якої є менший за дисбаланс ротора) для гнучкого ротора на двох жорстких опорах, що обертається з кутовою швидкістю ω . Розглянемо випадки докритичного ($\omega \ll \omega_{кр}$, $\omega < \omega_{кр}$), закритичного ($\omega > \omega_{кр}$) режимів роботи і при проходженні ротора через критичну швидкість ($\omega \approx \omega_{кр}$) із врахуванням зовнішнього демпфірування.

Рух балансувальної рідини відносно стаціонарного дисбалансу вала і ефективність процесу балансування дослідимо за допомогою векторних моделей, які дозволяють визначити співвідношення між дисбалансами системи

вал - АБП – рідина, її елементів, прогином вала залежно від кутової швидкості обертання системи.

Визначимо положення рідини в автобалансири відносно стаціонарного дисбалансу при обертанні ротора на діапазоні докритичних швидкостей обертання, який має місце після залучення рідини в обертовий рух роторної системи, тобто по досягненні четвертого якісного стану руху - повного пріоритету відцентрових сил.

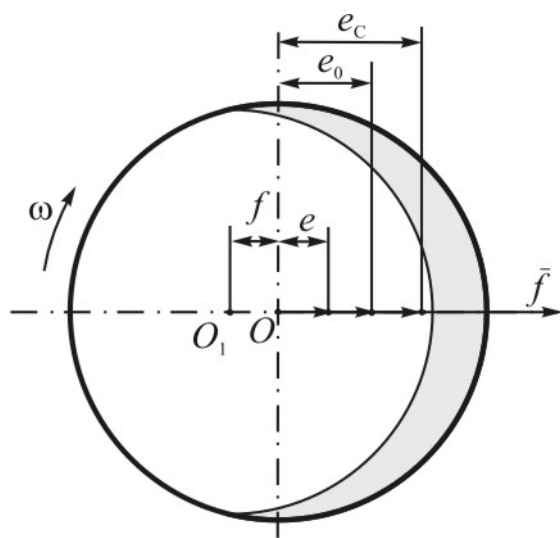
Нехай вал з камерою є незрівноваженим, проходить через геометричний центр O . Центр мас ротора маси M (точка C_0) зміщений від O на вектор ексцентриситету \bar{e}_0 . При обертанні ротора з швидкістю ω вал зміщується на величину $OO_1 = f$, а нестислива однорідна рідина густини ρ маси m ($m < M$) перетікає в бік прогину вала. При усталеному русі рідина в камері балансира займає циліндричний шар висотою h і радіусом R_0 , вісь якого співпадає з віссю обертання O_1O_1 (рис. 2.15).

Надалі будемо розглядати симетричний перетин камери площиною перпендикулярною до осі обертання, а рух рідини як квазістаціонарний. Тоді центр мас шару рідини знаходиться в точці C_p , зміщений від O на вектор ексцентриситету \bar{e} , а рух ротора є плоским.

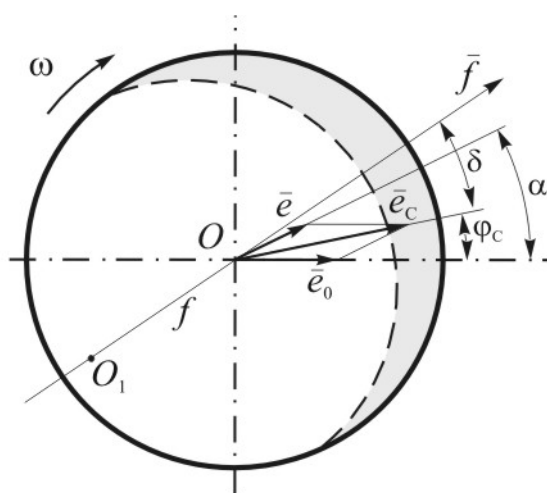
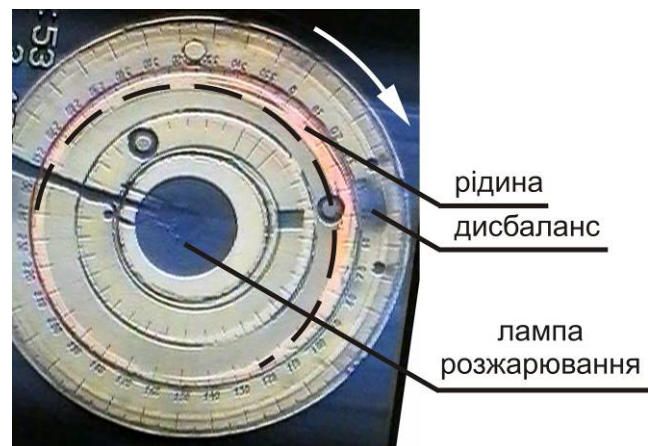
За відсутності рідини в автобалансувальному пристрої величина дисбалансу системи залишається незмінною за величиною і напрямком. З співвідношення між прогином вала, величиною дисбалансу і кутовою швидкістю обертання [10]:

$$f = e_0 \frac{(\omega / \omega_{кр})^2}{1 - (\omega / \omega_{кр})^2},$$

впливає, що зі збільшенням кутової швидкості ω прогин f постійно збільшується на докритичному режимі обертання вала.



а)



б)

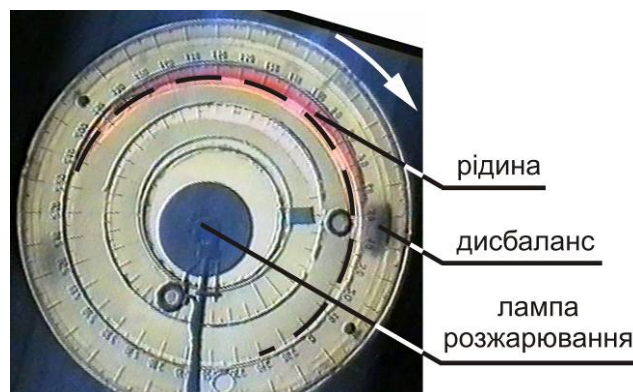


Рисунок 2.15 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадри розташування робочої рідини за кутових швидкостей, істотно менших за критичну $\omega_0 < \omega \ll \omega_{кр}$

У випадку наявності рідини в автобаланси́рі ексцентриситет системи $\overline{e_c}$ складається із стаціонарного ексцентриситету $\overline{e_0}$, створюваного незрівноваженістю вала, і ексцентриситету, створюваного рідиною \overline{e} .

Незрівноваженість вала приводить до виникнення прогину f , що за напрямком збігається з ексцентриситетом ротора (рис. 2.15, а)). Відцентрові сили відкидають рідину до стінок камери автобалансира й її основна маса концентрується в прогині, як і показує встановлений закон розподілу тиску в рідині [16]. При збільшенні швидкості обертання ротора напрямком прогину починає відставати від напрямку дисбалансу на кут δ [10]:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2n\omega}{\omega_{кр}^2 - \omega^2}, \quad (2.70)$$

де коефіцієнт $2n = \mathcal{G} \cdot \omega_{кр}$ – коефіцієнт демпфірування, \mathcal{G} – логарифмічний декремент затухання коливань.

За наявності рідини в камері автобалансирувального пристрою величину кута δ варто відраховувати від сумарного дисбалансу ротора, а величина прогину залежить від величини e_c (рис. 2.15, б).

Емпіричні відеоматеріали підтверджують адекватність векторних моделей. Рисунок 2.15 містить відеокадри розташування рідини на докритичній швидкості обертання системи після залучення рідини в обертовий рух. Як видно з поданих фрагментів відеострічки, рідина прагне зайняти положення в найбільш віддаленій точці від осі обертання, а саме в прогині, і рухається разом з ним від дисбалансу (рис. 2.15 б).

Уведемо в площині руху точок C, C_0, O систему координат xOy (рис. 2.16). Сумарний дисбаланс системи «ротор – рідина» \bar{D}_c складається з векторної суми стаціонарного дисбалансу ротора \bar{D}_0 і дисбалансу рідини \bar{D} .

Уведемо позначення: $\bar{D}_0 = \bar{e}_0 \cdot M$, де вектор $\bar{e}_0 = \overline{OC_0}$ – вектор ексцентриситету ротора маси M ; $\bar{D} = \bar{e} \cdot m$, де $\bar{e} = \overline{OC_p}$ – вектор ексцентриситету рідини маси m ; $\bar{D}_c = \bar{e}_c \cdot (M + m)$, де $\bar{e}_c = \overline{OC_c}$ – вектор сумарного ексцентриситету ротора з рідиною в положенні α . Кут α є характеристикою розміщення (центра мас) рідини відносно стаціонарного дисбалансу ротора.

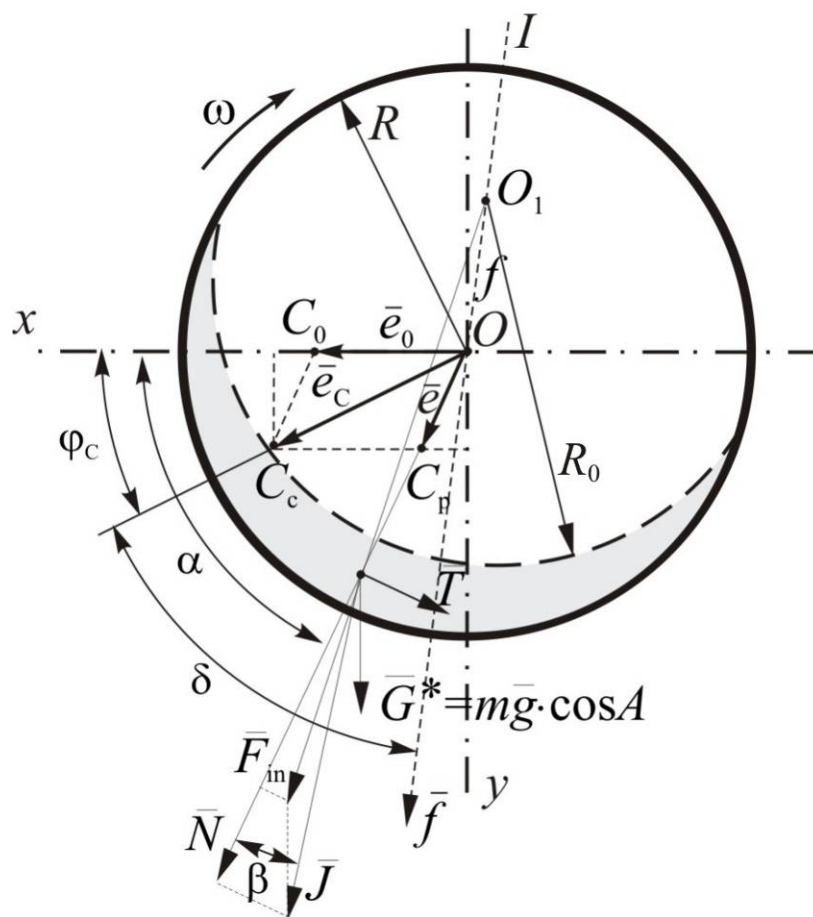


Рисунок 2.16 – Схема сил, які діють на роторну систему з АБП рідинного типу

Вісь Ox системи координат xOy , зв'язаної з валом, що обертається, співпадає з вектором дисбалансу ротора.

Для випадку розташованого під кутом до горизонту вала на об'єм рідини діє рівнодійна \bar{J} сили ваги $\bar{G}^* = \bar{G} \cdot \cos A$ і відцентрової сили \bar{F}_{in} (рис. 2.16).

Розкладаючи \bar{J} за напрямком \overline{OC}_p , знайдемо складові рівнодійної \bar{J} : \bar{N} та \bar{T} . Складова за напрямком нормалі \bar{N} стискає рідину, і, оскільки рідина опирається стискові (за властивістю нестисливості), то в рідині виникає реакція, що зрівноважує силу \bar{N} . Складова за напрямком дотичної \bar{T} – тангенціальна складова – прагне зрушити рідину (див. рис. 2.16).

Хвильовий процес на поверхні рідини, описаний у п.п. 2.2.4 і 2.3, і провокує виникнення та підсилення тангенціальної складової \bar{T} рівнодійної \bar{J} , яка виштовхує рідину у напрямку протилежному до напрямку дисбалансу

системи. Під дією тангенціальної складової \bar{T} рідина прямуватиме за прогином, прагнучи зупинитись в прогині. Це провокує зміну сумарного ексцентриситету системи \bar{e}_C за величиною і напрямком.

За векторною моделлю (рис. 2.17) величина сумарного ексцентриситету збільшується, оскільки вона визначається як геометрична сума векторів \bar{e}_0 і \bar{e} , а напрямок \bar{e}_C залежить від кута між цими векторами α . Це змінює величину і положення прогину відносно стаціонарного дисбалансу \bar{D}_0 . Таким чином, маємо збільшення прогину, а збільшення швидкості обертання приводить до збільшення кута δ . Рідина відстежує прогин, збільшується кут α .

Зі збільшенням швидкості обертання дія гравітаційної складової рівнодійної \bar{J} сил, що діють на роторну систему, зводиться нанівець. Тому векторні моделі у цьому випадку будуть аналогічні, одержаним в [16] для вертикальної роторної системи.

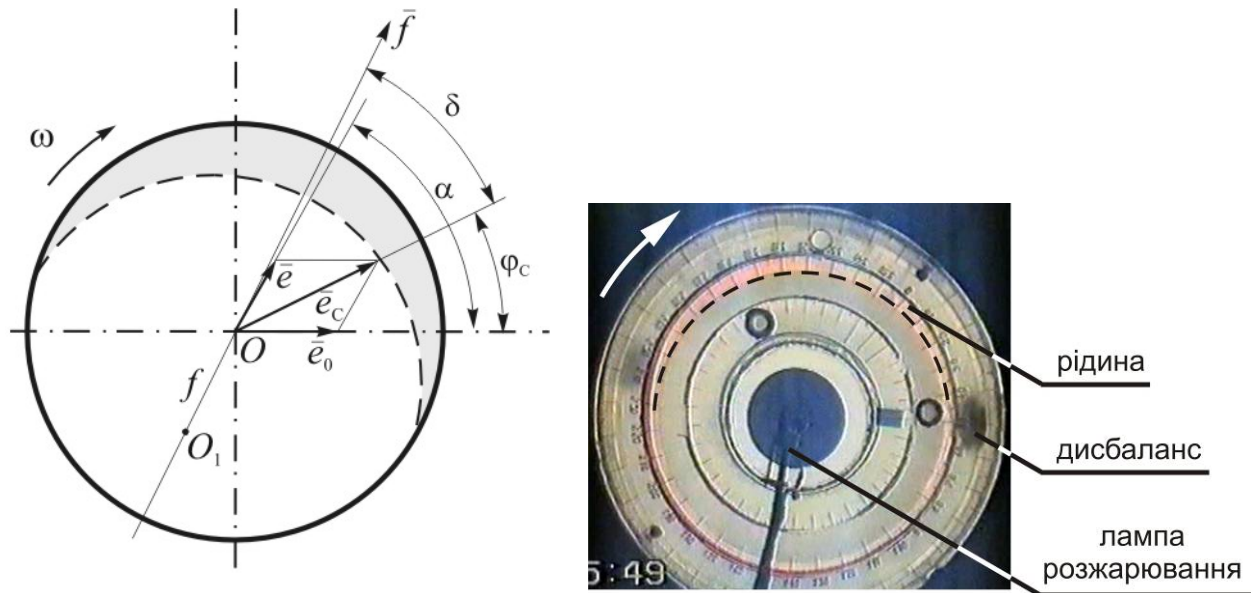


Рисунок 2.17 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадр розташування робочої рідини за кутових швидкостей, менших за критичну $\omega_0 < \omega < \omega_{кр}$

За векторною моделлю (рис. 2.16) умова $\text{tg } \beta = 0$ характеризує положення рівноваги рідини для пружно-деформівного ротора.

Оцінимо значення кута β – кута між напрямками \bar{J} і \bar{N} , або між векторами $\overline{OC_p}$ і $\overline{O_1C_p}$. Для цього визначимо основні кути, координати ключових точок і векторів моделі:

- центра мас рідини (точки C_p):

$$x_p = e \cos \alpha; \quad y_p = e \sin \alpha,$$

- центра мас системи ротор – рідина (точки C_c):

$$x_c = e \cos \alpha + e_0 = e(\cos \alpha + k); \quad y_c = e \sin \alpha,$$

$$\text{де } e = \frac{m}{(M+m)} \cdot \frac{\iint_S x dS}{\iint_S dS} = \frac{m}{(M+m)} \cdot \frac{R_0^2}{R^2 - R_0^2} \cdot f \text{ - ексцентриситет рідини;}$$

R_0 – радіус вільної поверхні рідини (вважаємо, що вільна поверхня рідини є колом з центром у точці O_1),

$f = O_1O$ – прогин ротора;

$k = \frac{e_0}{e}$ – відношення ексцентриситетів ротора і рідини.

Абсолютна величина вектора $\bar{e}_c = \overline{OC_c} = \frac{\bar{D}_c}{(M+m)}$ є:

$$e_c = \sqrt{e^2 + 2e_0 \cos \alpha + e_0^2},$$

його кутовий коефіцієнт:

$$\text{tg } \varphi_c = y_c / x_c = \sin \alpha / (\cos \alpha + k) = \frac{e \cdot \sin \alpha}{e \cdot \cos \alpha + e_0};$$

Відхилення центра мас камери автобалансира з рідиною від осі обертання визначимо як:

$$O_1C_c = \frac{e_c}{\left(\frac{\omega_{кр}^2 - \omega^2}{\omega_{кр}^2}\right) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta}} = \frac{e_c \cos \delta}{\left(\frac{\omega_{кр}^2 - \omega^2}{\omega_{кр}^2}\right)}.$$

Прогин ротора $f = O_1O$:

$$f = O_1C_c \cdot \cos \varphi - e_c \cdot \cos \delta = e_c \cos \delta \left[\frac{\cos \varphi \omega_{кр}^2}{\omega_{кр}^2 - \omega^2} - 1 \right],$$

де кут φ знайдемо з трикутника O_1OC_c :

$$\sin \varphi = \frac{e_c \sin \delta}{O_1C_c} = \operatorname{tg} \delta \frac{\omega_{кр}^2 - \omega^2}{\omega_{кр}^2} = \frac{2n\omega}{\omega_{кр}^2};$$

Координати точки O_1 :

$$x_1 = f \cos(\pi + \delta + \varphi_c) = -e_c \cdot \left(\frac{\cos \varphi \cdot \sin \delta \cdot \omega_{кр}^2}{\omega \cdot g} - 1 \right) \cos(\delta + \varphi_c);$$

$$y_1 = f \sin(\pi + \delta + \varphi_c) = -e_c \cdot \left(\frac{\cos \varphi \cdot \sin \delta \cdot \omega_{кр}^2}{\omega \cdot g} - 1 \right) \sin(\delta + \varphi_c).$$

Відповідно рівняння прямої OC_p :

$$y = \frac{y_p}{x_p} x \text{ або } y = \operatorname{tg} \alpha \cdot x,$$

прямої O_1C :

$$y = k_1 \cdot (x - x_1) + y_1 =$$

$$=k_1 [x + e_c \cdot \left(\frac{\cos \varphi \cdot \sin \delta \cdot \omega_{кр}}{\omega \cdot g} - 1 \right) \cos(\delta + \varphi_c)] - e_c \cdot \left(\frac{\cos \varphi \cdot \sin \delta \cdot \omega_{кр}}{\omega \cdot g} - 1 \right) \sin(\delta + \varphi_c),$$

де

$$k_1 = \frac{y_p - y_1}{x_p - x_1} = \frac{e \sin \alpha + f \sin(\delta + \varphi_c)}{e \cos \alpha + f \cos(\delta + \varphi_c)}.$$

Тоді для шуканого кута β маємо вираз:

$$tg \beta = \frac{f [tg \alpha \cos(\delta + \varphi_c) - \sin(\delta + \varphi_c)]}{\frac{e}{\cos \alpha} + f [\cos(\delta + \varphi_c) + tg \alpha \sin(\delta + \varphi_c)]}. \quad (2.71)$$

З умови $tg \beta = 0$ і виразу (2.71) одержимо:

$$tg \alpha^* = tg(\delta + \varphi_c^*)$$

звідки $\alpha^* = \delta + \varphi_c^*$ (* позначимо значення кутів для стану рівноваги рідини ($\beta = 0$))

З трикутника OC_0C_c визначимо кути φ_c і α :

$$\sin \varphi_c = \frac{e}{e_0} \cdot \sin(\alpha - \varphi_c), \quad \text{і} \quad \sin \alpha = \frac{e_c}{e} \cdot \sin \varphi_c. \quad (2.72)$$

Із врахуванням значень e , e/e_0 , e_c із співвідношень (2.72) маємо рівняння для визначення α^* :

$$\cos^2 \alpha^* - \frac{1 - \cos 2\delta}{k} \cos \alpha^* - 1 + \frac{1 + k^2}{k^2} \cdot \sin^2 \delta = 0. \quad (2.73)$$

За векторною моделлю (рис. 2.17) найменшого значення сумарний ексцентриситет системи $\overline{e_c} = \overline{OC_c} = \frac{\overline{D_c}}{(M+m)}$ набуває при $\alpha = 90^\circ$.

При $\alpha = 90^\circ$ рівність (2.73) набуває вигляду:

$$1 = \frac{1}{k} \sin \delta \sqrt{1+k^2},$$

звідки $\sin \delta = \frac{k}{\sqrt{1+k^2}}$.

Скористаємось тригонометричною тотожністю $\operatorname{tg}^2 \delta = \frac{\sin^2 \delta}{1 - \sin^2 \delta}$,

одержимо:

$$\operatorname{tg} \delta = \sqrt{\frac{\sin^2 \delta}{1 - \sin^2 \delta}} = \sqrt{\frac{k^2}{1+k^2} \div \left(1 - \frac{k^2}{1+k^2}\right)} = k.$$

Однак, з (2.70)

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\mathcal{G} \cdot \omega_{kp} \cdot \omega}{\omega_{kp}^2 - \omega^2} = \frac{\mathcal{G} \cdot \frac{\omega}{\omega_{kp}}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{kp}}\right)^2}.$$

Маємо рівняння з параметром \mathcal{G} :

$$k = \frac{\mathcal{G} \cdot \frac{\omega}{\omega_{kp}}}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{kp}}\right)^2\right)},$$

несторонній корінь якого із врахуванням залежності коефіцієнта демпфірування від критичної швидкості обертання – $2n = \mathcal{G} \cdot \omega_{kp}$ набуває вигляду:

$$\omega^* = \frac{-n + \sqrt{n^2 + k^2 \omega_{kp}^2}}{k}. \quad (2.74)$$

Вираз (2.74) є оцінкою для значення кутової швидкості обертання ротора, за якої починається процес автобалансування рідиною.

Отже стаціонарне обертання ротора з рідинним АБП, яке зменшує вібрацію, можливе при кутових швидкостях, що задовольняють умову $\omega \geq \omega^*$.

Для умови, коли величини дисбалансу рідини і стаціонарного дисбалансу еквівалентні ($k = 1$), маємо:

$$1 = \sin \delta \sqrt{2}, \quad \text{звідки} \quad \sin \delta = \frac{\sqrt{2}}{2},$$

$$\text{а отже,} \quad \delta = \frac{\pi}{4} \quad \text{або} \quad \delta = \frac{3\pi}{4}.$$

Тоді

$$1 = \frac{\mathcal{D} \cdot \frac{\omega}{\omega_{kp}}}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{kp}}\right)^2\right)}.$$

Нестороннім коренем рівняння з параметром \mathcal{D} є вираз:

$$\frac{\omega}{\omega_{kp}} = \frac{-\mathcal{D} + \sqrt{\mathcal{D}^2 + 4}}{2}. \quad (2.75)$$

Для дослідних установок, описаних в п.п. 3.1 при оптимальному заповненні камери АБП: у випадку вертикальної роторної системи - емпіричний логарифмічний декремент затухання \mathcal{D} становить 0,854, коефіцієнт демпфування $n = 7,06$, нижня межа оцінки кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить 0,65 від резонансної швидкості;

у випадку горизонтальної роторної системи - емпіричний логарифмічний декремент затухання \mathcal{D} становить 0,725, коефіцієнт демпфування $n = 6,53$, тоді нижня межа оцінки кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить 0,7 від резонансної швидкості.

2.4.2 Оцінка ефективності балансування рідинним АБП,

її аналіз на основі теорії екстремальних задач з параметром

Ефективність балансування може бути оцінена за допомогою коефіцієнта λ^* , який є відношенням відхилень центра мас системи без рідини і з рідиною [16]. Врахуємо, що за відсутності рідини в порожнині автобалансира найбільше відхилення центра мас роторної системи дорівнює [16]:

$$O_1C_0 = \frac{e_0}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{kp}}\right)^2\right) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta}},$$

тоді

$$\lambda^* = \frac{O_1C_0}{O_1C_c} = \frac{e_0}{e_c} = \frac{k}{\sqrt{1 + 2k \cos \alpha^* + k^2}} = \lambda^*(k), \quad (2.76)$$

або з врахуванням розв'язків (2.73):

$$\lambda^*(\delta, k) = \frac{k}{\sqrt{k^2 + \cos 2\delta + 2 \cos \delta \cdot \sqrt{k^2 - \sin^2 \delta}}}. \quad (2.77)$$

Балансування буде ефективним за умови $\lambda^* > 1$.

Дослідимо функцію $\lambda^*(k)$ (2.76) на екстремум (результати дослідження подано у [209]). Для цього застосуємо методи теорії екстремальних задач з параметром. Знайдемо локальні екстремуми функції $\lambda^*(k)$ залежно від параметра α^* .

При $\cos \alpha^* \neq \pm 1$ область визначення $k \in (-\infty; +\infty)$.

Знаходимо похідну

$$\lambda^{*'}(k) = \frac{1 + k \cos \alpha^*}{(1 + 2k \cos \alpha^* + k^2)^{\frac{3}{2}}}.$$

Похідна $\lambda^{*'}(k)$ дорівнює нулю при $k = -\frac{1}{\cos \alpha^*}$. Звідси дістаємо

стаціонарну точку $k = -\frac{1}{\cos \alpha^*}$. Точок, в якій похідна $\lambda^{*'}(k)$ не існує, немає.

Отже, стаціонарна точка є єдиною критичною точкою цієї функції, тому можна знайти екстремуми за другою достатньою умовою: оскільки

$$\lambda^{*''}(k) = \frac{-k \cdot \sin^2 \alpha^*}{(1 + 2k \cos \alpha^* + k^2)^{\frac{5}{2}}} \quad \text{і} \quad \lambda^{*''}(k) < 0,$$

то $k = -\frac{1}{\cos \alpha^*}$ - точка локального максимуму, $\lambda^* \max = -\frac{1}{\cos \alpha^* \cdot |\operatorname{tg} \alpha^*|}$.

За умовою задачі $k \geq 0$. Тому для точки локального максимуму має виконуватись умова $\cos \alpha_0 < 0$ на проміжку $[0; 2\pi]$, тобто $\alpha^* \in \left(\frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}\right) \setminus \{\pi\}$. А

отже, $\lambda^* \max = \left| \frac{1}{\sin \alpha^*} \right|$.

Крім того, якщо α^* прямує до $\pi/2$ або до $3\pi/2$, то значення k є нескінченно великим. Що за фізичним змістом величини k не може мати місця.

Якщо α^* прямує до π , то значення k прямує до 1, а $\lambda^* \max \rightarrow \infty$. Такий результат можна трактувати як повне зрівноваження системи.

Розглянемо випадки $\cos \alpha^* = \pm 1$. При $k \geq 0$ розглядувані умови зводяться до $\cos \alpha^* = -1$.

Тоді

$$\lambda^*(k) = \frac{k}{(1-2k+k^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{k}{|1-k|}.$$

При $0 \leq k < 1$ $\lambda^*(k) = \frac{k}{|1-k|} = \frac{k}{1-k}$. Її похідна $\lambda'(k) = \frac{1}{(1-k)^2}$ додатна і не дорівнює нулю для всіх $k \in [0; 1)$.

При $k > 1$ $\lambda^*(k) = \frac{k}{|1-k|} = \frac{k}{k-1}$. Її похідна $\lambda'(k) = \frac{-1}{(k-1)^2}$ від'ємна і не дорівнює нулю для всіх $k \in (1; +\infty)$.

У точці $k = 1$ функція й її похідна не існують. Якщо критичних точок функція не має, то вона не має і екстремумів, а функція $\lambda^*(k) = \frac{k}{(1-2k+k^2)^{\frac{1}{2}}}$ зростає на проміжку $k \in [0; 1)$ і спадає на проміжку $k \in (1; +\infty)$. В точці $k = 1$ функція $\lambda^*(k)$ необмежено прямує в $+\infty$.

Це дослідження вказує на те, що єдиним фізично виправданим розв'язком задачі є значення $k = 1$ при $\cos \alpha^* = -1$, тобто при $\alpha^* = \pi$.

При $k = 1$ $1+2k\cos\alpha^*+k^2 = 0$, що буде відповідати повному зрівноваженню ($\lambda^* \rightarrow \infty$), звідки:

$$k = -\cos \alpha^* + \sqrt{\cos^2 \alpha^* - 1}.$$

Останній вираз має зміст тільки при $\cos^2 \alpha^* = 1$ (або $\cos \alpha^* = \pm 1$). Умова $k > 0$ виконується за рівності $\cos \alpha^* = -1$, тобто при $\alpha^* = \pi$. Отже, при $k = 1$.

Отже, максимальна ефективність балансування досягається, коли величини дисбалансу коригувальної рідини і дисбалансу ротора є еквівалентними [209], що підтверджує отриманий вище результат про існування достатньої маси рідини для зрівноваження роторної системи.

У випадку недостатньої кількості рідини для балансування системи дисбаланс, створюваний рідиною, є надто малим за величиною ($e \ll e_0$), тому його вплив на сумарний дисбаланс буде незначним, а останній визначатиметься за величиною і напрямком в основному стаціонарним дисбалансом ротора і не буде істотно змінюватися при збільшенні кута δ (рис.2.18). Величина прогину вала, обумовлена сумарним дисбалансом ротора, також не буде істотно зменшуватися.

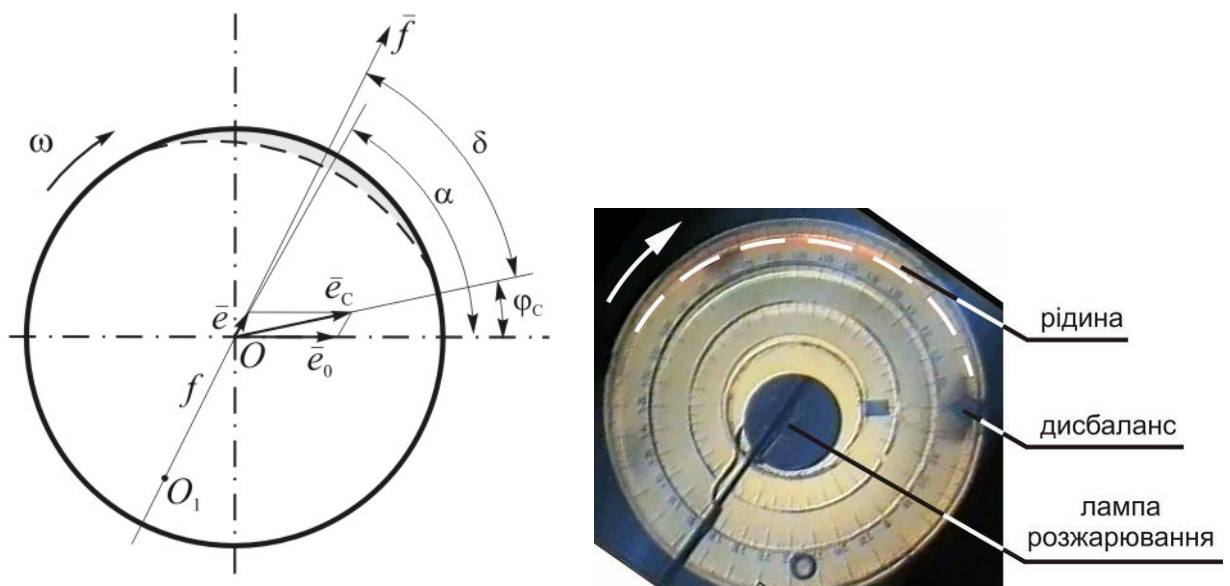


Рисунок 2.18 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадри розташування робочої рідини за кутових швидкостей, менших за критичну $\omega_0 < \omega < \omega^* < \omega_{кр}$ і за умови $e \ll e_0$

Збільшення дисбалансу, створюваного рідиною в автобалансирі (або збільшення ємності) можливе за рахунок збільшення маси рідини в камері АБП або збільшенням радіуса камери автобалансувального пристрою.

Однак, перевищення достатньої маси рідини в АБП істотно впливає на стійкість її розміщення щодо стаціонарного дисбалансу. В силу гідравлічних особливостей рідкого середовища, яке може довільно змінювати свою форму під дією будь-яких малих сил, виникнення випадкових незначних зовнішніх

збурень може істотно вплинути на місце розташування центра мас рідини, а, отже, змінити стан зрівноваженості системи. Чим більша маса рідини, тим більшою за величиною і напрямком буде зміна вектора її дисбалансу i , як показано в п.п. 2.3, тим ширшою буде зона нестійкості руху системи ротор – рідина.

При наближенні швидкості обертання до критичної кут δ збільшується і прямує до 90° , тоді кут між прогином і дисбалансом ротора дорівнює $90^\circ + \varphi_C$ (рис. 2.19), тобто прямує до 180° . З (2.77) за критичного режиму руху роторної системи коефіцієнт ефективності прямує до ∞ , тобто маємо систему з рідинним автобалансиром, яка переходить критичний діапазон у зрівноважену стані, а тому цей перехід відбувається легше ніж для ротора у незрівноваженому стані.

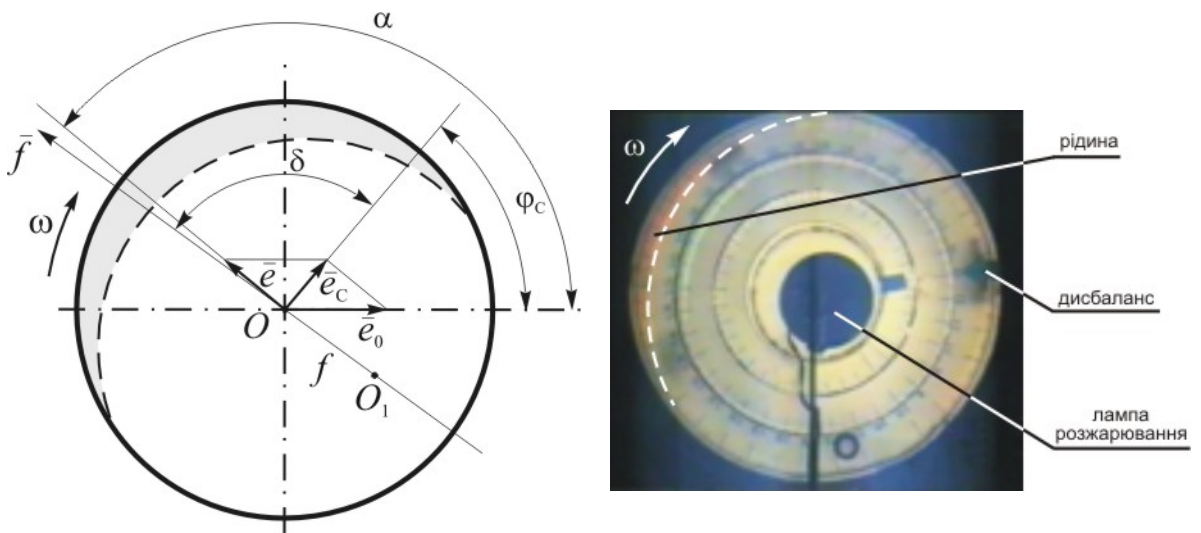


Рисунок 2.19 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадри розташування робочої рідини за кутових швидкостей $\omega = \omega_{кр}$

У випадку коли стаціонарний ексцентриситет і ексцентриситет, створюваний рідиною, рівні за величиною $e_0=e$, то φ_C наближено дорівнює δ (рис. 2.20) і при проходженні ротором критичної швидкості кут між прогином і стаціонарним дисбалансом ротора дорівнює наближено 180° . Таким чином, на

критичному режимі обертання ротора робоча рідина і прогин вала будуть зміщені на кут 180° щодо стаціонарного дисбалансу ротора (рис. 2.20), що є характерним для зрівноваженого стану системи, тобто має місце автоматичне балансування дисбалансу вала рідиною.

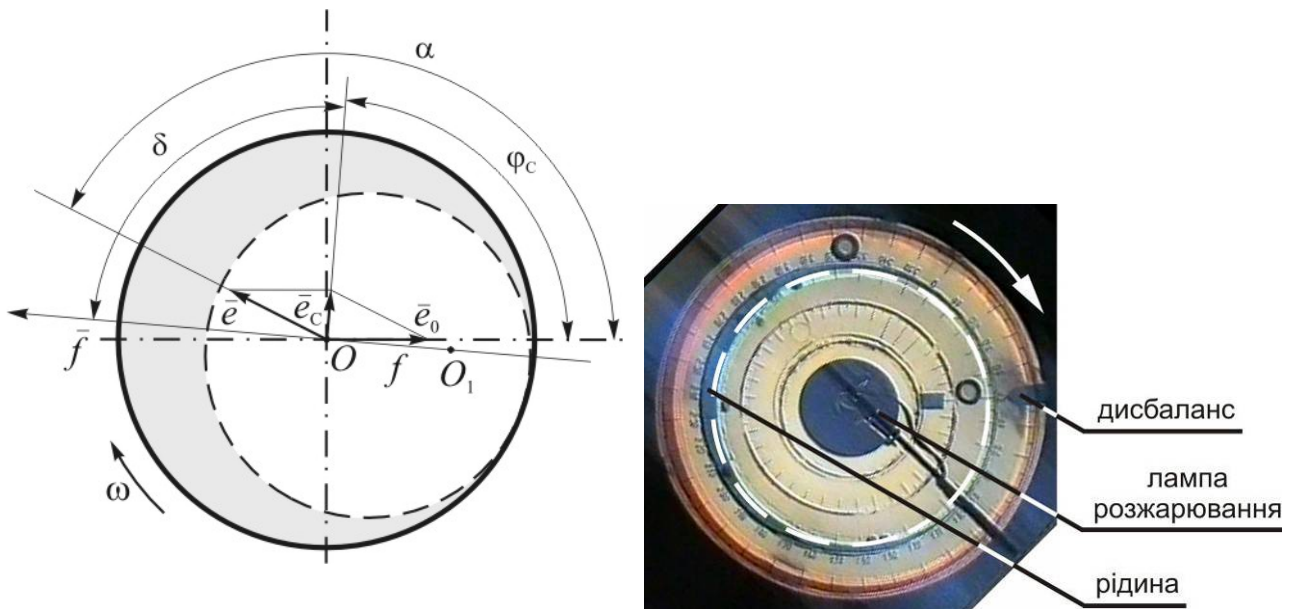


Рисунок 2.20 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадри розташування робочої рідини за критичної кутової швидкості

$$\omega = \omega_{кр} \text{ і за умови } e_0 = e$$

Перехід системи через критичний режим обертання у збалансованому стані потребує меншої потужності приводного двигуна, зменшує динамічні навантаження на підшипники вала, підвищує довговічність і надійність машини.

Таким чином, слід відзначити динамічний й енергетичний ефект від застосування рідинного автобалансувального пристрою. При подальшому збільшенні кутової швидкості збалансована система провертається, при цьому не змінюється розташування рідини відносно стаціонарного дисбалансу.

Наявність рідини у камері автобалансувального пристрою при $\omega > \omega_{кр}$ зменшує сумарний ексцентриситет ротора \bar{e}_0 , оскільки $\bar{e}_c = \bar{e}_0 - \bar{e}$ (рис. 2.21).

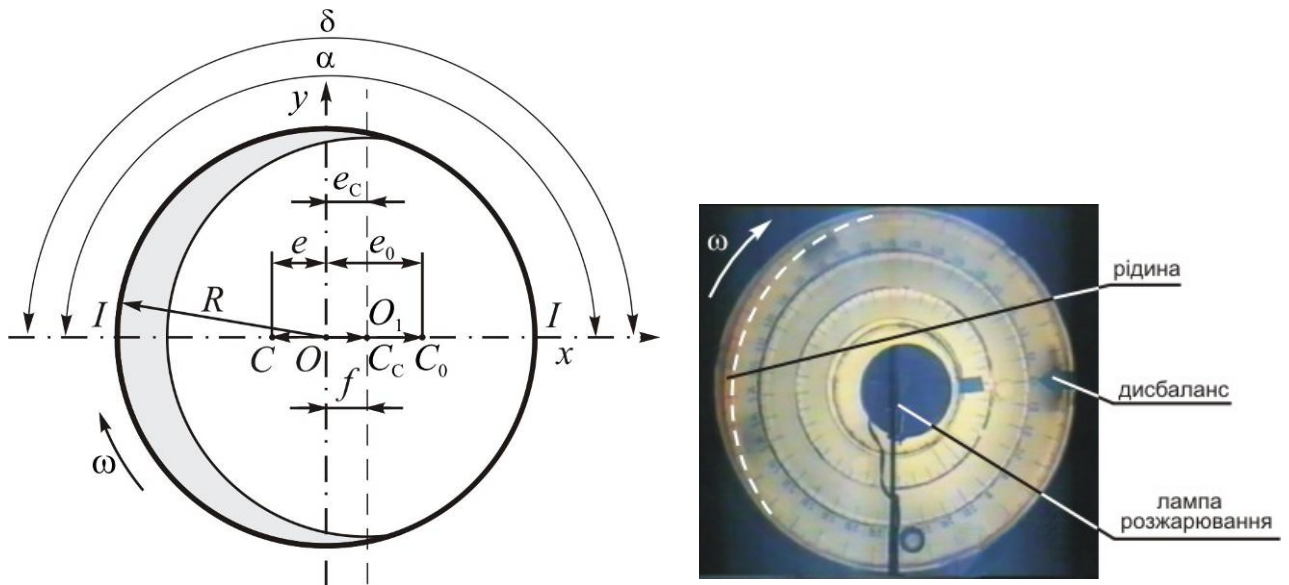


Рисунок 2.21 - Векторна модель процесу автобалансування рідиною та відеокадри розташування робочої рідини за кутових швидкостей, істотно більших за критичну $\omega > \omega_{кр}$

Коригувальна рідина в камері автобалансира зменшує відхилення роторної системи на кутових швидкостях, більших за критичну, коли дія сил зовнішнього демпфування є досить великою. Це покращує зрівноваженість ротора проти випадку без рідини у камері автобалансира (рис. 1.12). Таким чином, на закритичних швидкостях обертання відбувається процес самоцентрування ротора, а автобалансування ротора рідиною зменшує залишкові відхилення системи.

Самоцентрування незрівноваженого ротора, що спостерігається при необмеженому збільшенні кутової швидкості, сприяє зниженню загального рівня вібрацій системи в цілому, однак, при $\omega \rightarrow \infty$ пружний прогин вала ($f = -e$) і динамічні тиски на підшипники до нуля не прямують. З цієї ж причини зрівноваження ротора рідинним автобалансиром не є абсолютним.

Однак, автоматичне балансування рідиною на відміну від самоцентрування автоматично забезпечує зрівноваження незбалансованого вала при стохастичних величинах дисбалансу (за абсолютною величиною і/або напрямком) при кутових швидкостях, коли рідина «залучена» в процес балансування.

Завдяки такому зрівноваженню системи вал є менш прогнутим, а динамічні тиски на підшипники зменшені. В цьому є відмінність самозрівноваження від самоцентрування.

Отже, за застосування автобалансира рідинного типу немає значних витрат потужності двигуна при переході через критичні швидкості, а тому цей метод балансування є енергозберігальною технологією.

За якісного стану руху рідини в камері АБП - повного пріоритету відцентрових сил - результати теоретичних досліджень за геометричними моделями не залежать від просторового положення осі роторної системи.

2.5 Рух робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги

Дослідимо вплив сили ваги на роботу рідинних автобалансирувальних пристроїв (АБП) прямої дії [181, 182]. Розглянемо рухи рідини в камері АБП для роторів з горизонтальною віссю обертання. Покажемо вплив демпфірування на стійкість рухів рідини в циліндричній камері. Проаналізуємо рух рідини з урахуванням кута нахилу камери відносно лінії горизонту. Для аналізу рухів робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги застосуємо математичний апарат параметричних коливань.

2.5.1 Рух рідини без урахування демпфірування

У багатьох випадках рідинні автобалансирувальні пристрої прямої дії працюють на роторах з горизонтальною віссю обертання. При цьому рідина піддається одночасній дії полів відцентрових сил і гравітації. Для визначення

характеру відносного руху рідини за цих умов, розглянемо циліндричну камеру, що обертається з кутовою швидкістю $\omega = \text{const}$, частково заповнену рідиною (дисбаланс рідини менший за дисбаланс ротора). Відстань точки O від осі обертання O_1 (прогин) дорівнює f (рис. 2.22).

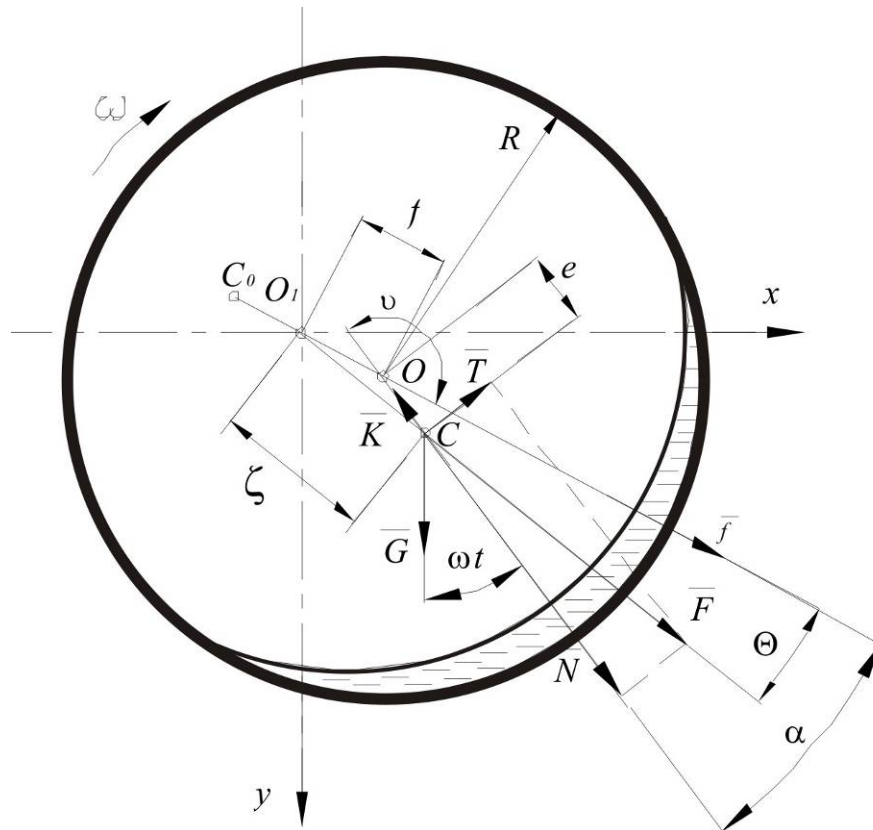


Рисунок 2.22 – Схема руху рідини в полі відцентрових сил і гравітації

Припустимо, що рідина відхилена від положення рівноваги (пряма O_1O) на кут α і надана сама собі. Складемо диференціальне рівняння зміни α за часом. Застосуємо до руху рідини закон моментів, узявши за вісь моментів вісь обертання рідини, що проходить через точку O . Рідина бере участь у двох рухах – переносному разом з камерою та відносному – навколо центра обертання O .

Кут між напрямком O_1C і положенням рівноваги дорівнює θ . До центра мас C рідини прикладені п'ять сил: сила ваги $\bar{G} = m \cdot \bar{g}$ (m – маса рідини), спрямована по вертикалі вниз, спрямовані уздовж прямої OC нормальна складова сили інерції \bar{N} і коріолісова сила інерції \bar{K} , тангенціальна складова

сили інерції \bar{T} , спрямована перпендикулярно до прямої OC , і, спрямована уздовж миттєвого радіуса r , відцентрова сила інерції відносного руху \bar{F} . Моменти коріолісової сили \bar{K} і складової \bar{N} відносно точки O дорівнюють нулю.

Диференціальне рівняння відносного руху рідини має вигляд:

$$m \cdot e^2 \cdot \ddot{\alpha} + (m \cdot r \cdot e \cdot \omega^2 \cos \theta - m \cdot g \cdot e \cdot \cos \omega t) \cdot \sin \alpha = 0, \quad (2.78)$$

де $r^2 = f^2 + e^2 + 2f \cdot e \cdot \cos \alpha$ і $\theta = \arcsin(e / r \cdot \cos \alpha)$; $e = R_0 \cdot f / (R^2 - f^2)$; R, R_0 – радіуси камери та вільної поверхні рідини при $f = 0$.

Рівняння (2.78) істотно нелінійне, тому розглянемо випадок малих коливань рідини, коли $\sin \alpha \approx \alpha$; $\cos \alpha \approx 1$; $\cos \theta \approx 1$. Тоді з (2.78) одержимо наближене рівняння у вигляді:

$$m \cdot e^2 \cdot \ddot{\alpha} + m \cdot e \cdot (r \cdot \omega^2 - g \cdot \cos \omega t) \cdot \alpha = 0. \quad (2.79)$$

Після підстановки в рівняння (2.79) $r = f + e$, одержимо

$$\ddot{\alpha} + \omega^2 \left[\frac{(f + e)}{e} - \frac{g \cos \omega t}{e \omega^2} \right] \alpha = 0 \quad (2.80)$$

або

$$\ddot{\alpha} + \omega^2 \frac{f + e}{e} \left[1 - \frac{g}{(f + e) \omega^2} \cos \omega t \right] \alpha = 0.$$

Переходячи до безрозмірного часу $2\tau = \omega t$, маємо

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{\omega^2}{4} \cdot \frac{d^2 \alpha}{d\tau^2},$$

рівняння (2.80) набуває стандартної форми рівняння Мат'є [199]

$$\frac{d^2\alpha}{d\tau^2} + (b - 2\varepsilon \cos 2\tau)\alpha = 0, \quad (2.81)$$

де

$$b = 4\frac{f+e}{e}; \quad \varepsilon = 2\frac{g}{e\omega^2}. \quad (2.82)$$

Розв'язки рівняння Мат'є мають коливний характер і залежать від значень b і ε . У певних випадках комбінації b і ε відповідають коливанням з обмеженою, а в інших – із зростаючими амплітудами. Межі між областями стійких і нестійких коливань визначаються з діаграми Айнса-Стретта [199]. Система стійка, якщо точка, обумовлена координатами b і ε , розташовується усередині заштрихованої області діаграми. Всі інші точки відповідають нестійким системам.

З (2.82) видно, що параметр b залежить від прогину f ротора, що у процесі балансування може змінюватися від f_{\max} до f_{\min} , де f_{\max} відповідає найбільшому граничному значенню дисбалансу ротора D_{\max} , а f_{\min} – значенню припустимого дисбалансу. Параметр ε обернено пропорційний кутовій швидкості ω і при її зростанні зменшується.

Для стабілізації рідини повинні виконуватися нерівності

$$\begin{cases} b < 4 - \frac{\varepsilon^2}{12}; \\ b > 4 + \frac{5\varepsilon^2}{12}. \end{cases}$$

або після підстановки значень b , ε і перетворень

$$\begin{cases} |-f| > \frac{g^2}{12e\omega^4}; \\ f > \frac{5g^2}{12e\omega^4}. \end{cases}$$

Остання система дає значення для залишкового відхилення осі ротора $f_{\text{зал}}$, створюваного залишковим дисбалансом $D_{\text{зал}} \leq D_{\text{доп}}$. Перша умова відповідає рівноважному положенню рідини на докритичному режимі обертання, а друга умова – на закритичному режимі обертання.

Для повної збалансованості ротора ($f=0$) параметр $b=4$ і послідовні стани системи на діаграмі збігаються з вертикальною прямою, що проходить через точку з координатою $b=4$ і відповідають нестійким розв'язкам рівняння (2.81).

2.5.2 Рух рідини з урахування демпфірування

Якщо в систему ввести демпфірування, то рівняння (2.81) набуде вигляду:

$$\frac{d^2\alpha}{d\tau^2} + 2h\frac{d\alpha}{d\tau} + (b - 2\varepsilon \cos 2\tau)\alpha = 0, \quad (h>0), \quad (2.83)$$

де $h = \frac{n}{2a}$, n – коефіцієнт в'язкості, a – інерційний коефіцієнт.

Підстановка в рівняння (2.83) $\alpha = q \cdot e^{-h\tau}$ дає:

$$\frac{d^2q}{d\tau^2} + (b - h^2 - 2\varepsilon \cos 2\tau)q = 0. \quad (2.84)$$

При $b_1 = b - h^2$ (2.84) збігається з рівнянням Мат'є (2.81).

У цілому тертя має стабілізуючу дію і приводить до деякого звуження областей нестійкості. Однак, як відомо з [200], демпфірування не здатне обмежити зростання амплітуд коливань у цих областях.

Якщо при значеннях b_1 , h , ε рівняння (2.84) визначає стійкий рух відносно q , те згідно (2.83) рух асимптотично стійкий відносно α . Тоді умова стійкості рідини для обраних значень параметрів b , h , ε , запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} b - h^2 < 4 - \frac{\varepsilon^2}{12}; \\ b - h^2 > 4 + \frac{5\varepsilon^2}{12}; \end{cases} \quad \text{або} \quad \begin{cases} b < 4 - \frac{\varepsilon^2}{12} + h^2; \\ b > 4 + \frac{5\varepsilon^2}{12} + h^2. \end{cases}$$

Звідси знаходимо значення $f_{\text{зал}}$, при яких виконуються нерівності:

$$\begin{cases} |f_{\text{зал}}| > \frac{g^2 - 3h^2 e^2 \omega^4}{12e\omega^4}; \\ f_{\text{зал}} > \frac{5g^2 + 3h^2 e^2 \omega^4}{12e\omega^4}. \end{cases}$$

Сили тертя зміщують границі стійкості, звужуючи області нестійкості, вершини яких не досягають осі абсцис. Це означає, що малі пульсації параметра ε не здатні викликати в системі з тертям параметричні коливання.

Проведені дослідження справедливі для горизонтальних роторних систем. У вертикальних роторних систем параметричні коливання рідини відсутні [199].

2.5.3 Рух рідини з урахуванням кута нахилу камери відносно лінії горизонту

Якщо систему розташувати під кутом A ($0 < A < \pi/2$) до лінії горизонту (рис. 2.23), то диференціальне рівняння відносного руху рідини матиме вигляд:

$$m \cdot e^2 \cdot \ddot{\alpha} + (m \cdot r \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta - m \cdot g \cdot e \cdot \cos A \cdot \cos \omega t) \cdot \sin \alpha = 0, \quad (2.85)$$

При $A = 0$ маємо розглянутий вище випадок горизонтального розташування вала роторної системи, при $A = \pi/2$ – вертикальну систему.

Перетворимо рівняння (2.85) аналогічно до (2.78).

Одержимо наближене рівняння у вигляді:

$$m \cdot e^2 \cdot \ddot{\alpha} + m \cdot e \cdot (r \cdot \omega^2 - g \cdot \cos A \cdot \cos \omega t) \cdot \alpha = 0 . \quad (2.86)$$

Після підстановки в рівняння (2.86) $r=f+e$, одержимо:

$$\ddot{\alpha} + \omega^2 \left[\frac{(f+e)}{e} - \frac{g \cos A \cos \omega t}{e \omega^2} \right] \alpha = 0 . \quad (2.87)$$

або

$$\ddot{\alpha} + \omega^2 \frac{f+e}{e} \left[1 - \frac{g \cos A}{(f+e) \omega^2} \cos \omega t \right] \alpha = 0 .$$

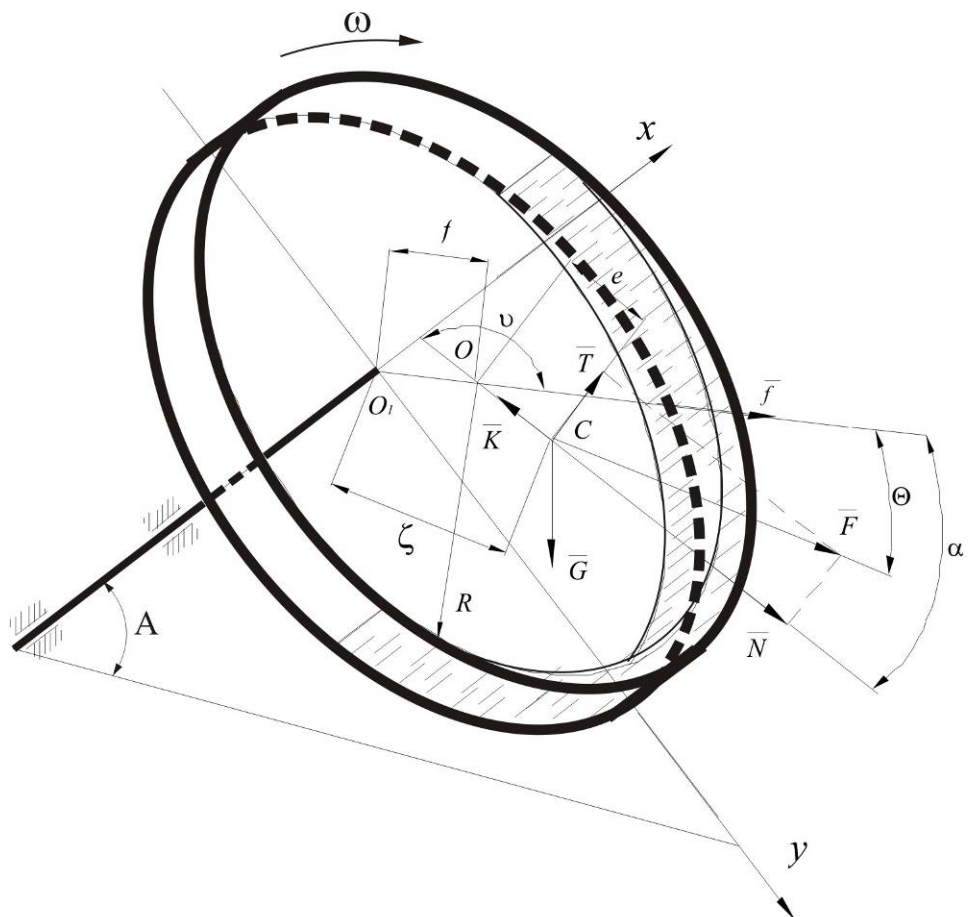


Рисунок 2.23 – Схема руху рідини в полі відцентрових сил і гравітації під кутом до горизонту

Переходячи до безрозмірного часу $2\tau=\omega t$, і рівняння (2.84) набуває стандартної форми рівняння Мат'є (2.81), де

$$b = 4 \frac{f+e}{e}; \quad \varepsilon = 2 \frac{g \cos A}{e\omega^2}. \quad (2.88)$$

З (2.88) видно, що параметр b залежить від прогину f . Параметр ε обернено пропорційний до кутової швидкості ω і при її зростанні зменшується.

Умова стійкості рідини для обраних значень параметрів b , h , ε , β запишемо у вигляді

$$\begin{cases} b < 4 - \frac{\varepsilon^2}{12}; \\ b > 4 + \frac{5\varepsilon^2}{12}. \end{cases} \quad \text{або} \quad \begin{cases} 4 \frac{f+e}{e} < 4 - \frac{4g^2 \cos^2 A}{12e^2\omega^4}; \\ 4 \frac{f+e}{e} > 4 + \frac{5 \cdot 4g^2 \cos^2 A}{12e^2\omega^4}. \end{cases}$$

Звідси знаходимо значення $f_{\text{зал}}$, при яких виконуються нерівності:

$$\begin{cases} |-f_{\text{зал}}| > \frac{g^2 \cos^2 A}{12e\omega^4}; \\ f_{\text{зал}} > \frac{5g^2 \cos^2 A}{12e\omega^4}. \end{cases} \quad (2.89)$$

Зі співвідношень (2.89) видно, що зі збільшенням кута A , залишкові прогини зменшуються за абсолютною величиною. Отже, при однакових інших умовах руху системи зменшення кута нахилу системи до горизонту знижує якість балансування. Цей висновок підтверджують результати експериментальних досліджень [16, 160].

Висновки до розділу

1. Проведено моделювання режимів руху (якісних станів) робочої рідини в камері АБП; обґрунтовано оцінки кутових швидкостей обертання роторної системи, за яких відбувається включення робочої рідини в рух і в ефективне автобалансування на докритичному діапазоні. Визначено, що автобалансування рідиною ротора, розташованого під кутом до лінії горизонту, і, зокрема, горизонтального ротора, на відміну від вертикального, є можливим лише після досягнення значно більшого значення кутової швидкості, за якої відбувається включення рідини у процес обертового руху роторної системи.

2. Проведено комплексне математичне моделювання динаміки роторної системи з автобалансиром рідинного типу, що включає гідродинамічну задачу обертання циліндричної порожнини частково заповненої рідиною, задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП.

3. Проаналізовано збурення відносного руху рідини в камері АБП, що обумовлені об'ємними переносною і коріолісовою силами інерції; знайдені викривлення полів швидкостей, тисків і вільної поверхні рідини; досліджено резонансні явища в потоці робочої рідини; надано фізичне пояснення одержаним результатам, які необхідно враховувати при конструюванні відповідних автобалансувальних пристроїв. Показано, що осьова складова сили інерції Коріоліса викликає в русі своєрідні хвильові явища, умови виникнення яких визначаються при заданому характері незбурюваного руху тільки геометричними розмірами циліндричної камери і товщиною шару рідини в незбурюваному русі і не залежать ні від інтенсивності обертання рідини, ні від її густини.

4. Обґрунтовано існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежність її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною. Чисельно перевірено, що збільшення маси рідини приводить до розширення зони нестійкості.

5. Обґрунтовано оцінку ефективності автоматичного балансування рідинним АБП залежно від просторового положення осі роторної системи і конструкції автобалансувального пристрою, фізичних властивостей робочих рідин.

6. Проаналізовано вплив сили ваги і кута відхилення осі ротора від горизонтального розташування на ефективність автобалансування. Отримано аналітичні залежності величин залишкових прогинів від кута нахилу ротора відносно лінії горизонту та доведено, що зі збільшенням кута нахилу ротора відносно лінії горизонту, залишкові прогини зменшуються за абсолютною величиною. Таким чином, теоретично обґрунтовано висновок, що при однакових інших умовах руху системи зменшення кута нахилу системи до лінії горизонту знижує якість балансування. Це дало можливість узагальнити результати моделювання на випадок, коли вал розташовано під кутом до лінії горизонту.

7. Ґрунтуючись на результатах розроблених динамічних моделей руху ротора з рідинним АБП, удосконалено геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП, які дозволяють розглянути можливі схеми розміщення векторів дисбалансів і прогину системи ротор-рідина і пояснити існування рідинного автобалансування на докритичному діапазоні кутових швидкостей обертання ротора. Показано, що хвильовий процес на поверхні рідини провокує виникнення тангенціальної складової \bar{T} рівнодійної масових сил системи \bar{J} , яка виштовхує рідину у напрямку протилежному до напрямку дисбалансу системи.

Аналіз геометричних моделей поведінки рідини в камері АБП дозволяє встановити, що:

- за якісного стану руху рідини в камері АБП - повного пріоритету відцентрових сил - результати теоретичних досліджень не залежать від просторового положення осі роторної системи;

- одержано і теоретично обґрунтовано аналітичні оцінки для кутової швидкості обертання ротора, за якої відбувається балансування рідиною;

- максимальна ефективність балансування досягається при еквівалентності величин дисбалансу коригувальної рідини і початкового дисбалансу ротора. Висунуто гіпотезу про існування достанього об'єму робочої рідини для зрівноваження роторної системи.

8. На основі аналізу розв'язку задачі про розподіл швидкостей шарів рідини в об'ємі робочої рідини, що обертається в циліндричній камері, висунуто гіпотезу про суттєвий вплив внутрішнього тертя робочої рідин на процеси включення її в обертовий рух, реагування на зміну швидкості обертання роторної системи та ефективність автоматичного балансування: більш в'язка рідина є менш ефективною в якості корегувальної маси.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БАЛАНСУВАННЯ РОТОРА РІДИННИМ АБП

Теоретичні результати, які подано у розділі 2 цього дослідження, обґрунтовують роботу рідинного автобалансира прямої дії на всьому діапазоні швидкостей обертання ротора, а не обмежують його ефективність закритичною зоною, де спостерігається накладання двох фундаментальних процесів – самоцентрування ротора (яке відбувається і без додаткових пристроїв) та автоматичне балансування рідиною. Ці процеси можливі лише для роторів, що пружно деформуються, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямом сили від дисбалансу і прогином або переміщенням ротора [15].

У цьому розділі подано: опис використаного обладнання, спеціальних стендів з розробленими експериментальними зразками АБП і дослідними установками, які моделюють ротори на пружних опорах з вертикальною, горизонтальною віссю обертання і віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту; результати експериментальних досліджень, які здійснювались з метою обґрунтування:

- існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора та залежності її діапазону від ступеня заповнення камери АБП рідиною;
- оцінки діапазону швидкостей, за яких відбувається включення рідини в обертовий рух в камері балансира;
- оцінки діапазону швидкостей, за яких розпочинається процес автобалансування рідиною.

Експериментальні дослідження проводились не тільки з вимірюванням амплітуд коливань роторів установок, але й з безпосереднім візуальним спостереженням за положенням робочої рідини в камері АБП відносно дисбалансу при обертанні системи.

Проведені експериментальні дослідження в лабораторіях кафедри прикладної механіки ХНУ підтвердили і доповнили теоретичні результати.

У цій дисертаційній роботі використано результати сумісних досліджень з к.т.н, доц. Ткачуком В.П. [159 - 162] і к.т.н., доц. Чоловським Р.Г. [93, 94], а саме:

1) методику налаштування спеціального стенду з розробленим експериментальним зразком АБП і дослідною установкою, яка моделює ротор на пружних опорах з вертикальною віссю обертання, і розвинуто її на випадки роторних систем з горизонтальною віссю обертання та віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту;

2) методику налаштування спеціального стенду для проведення досліджень із застосуванням методу швидкісної відеофіксації поведінки робочої рідини в камері АБП на спеціально розроблених стендах з вимірювальною та відеоапаратурою.

3.1 Обладнання та методика досліджень

Емпіричні дослідження руху рідини в камері автобалансувального пристрою здійснювались на спеціально розроблених дослідних установках з експериментальними зразками АБП, які моделюють роторні системи з вертикальною віссю обертання, горизонтальною віссю обертання та віссю обертання, нахиленою під кутом до лінії горизонту.

Розглянемо більш детально обладнання та методику експериментальних досліджень для випадку руху роторної системи з вертикальною віссю обертання.

Експериментальний зразок автобалансувального пристрою I.

Для дослідження руху рідини в автобалансувальному пристрої використано експериментальний зразок автобалансувального пристрою I із оптично-прозорого матеріалу, який дозволяє візуально і/або за допомогою сучасних засобів відеозйомки прослідкувати роботу АБП на всіх режимах експлуатації.

Балансир I є кільцем із зовнішнім радіусом $R = 200$ мм, двома концентричними перегородками радіусів $R = 150$ і $R = 100$ мм, що утворюють

три концентричні камери для розміщення в них коригувальної рідини. Загальний вигляд зразка автобалансира наведений на рис. 3.1 [93, 94, 16].

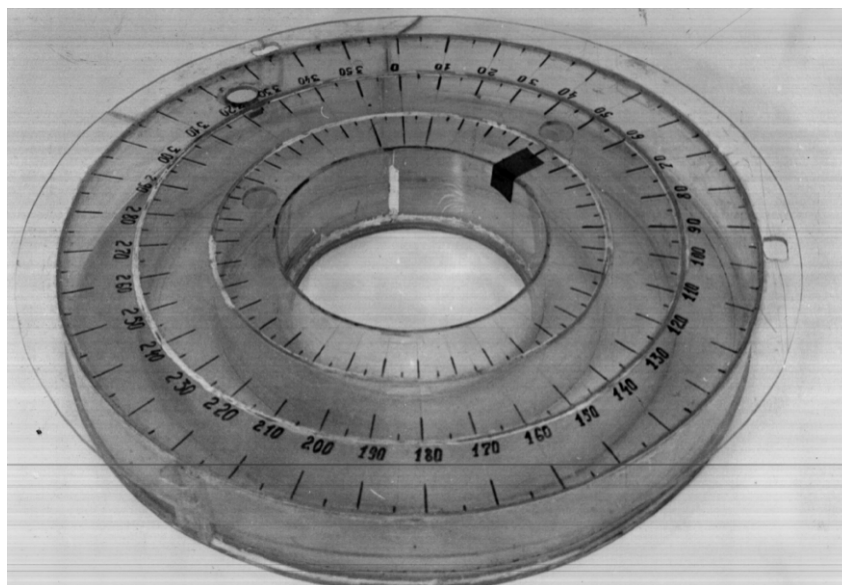


Рисунок 3.1 - Експериментальний зразок автобалансувального пристрою I

Три камери герметично ізольовані. Це дозволяє дослідити залежність ефективності процесу автобалансування від геометричних розмірів камери, а також перевірити дієвість роботи багатокамерного автобалансувального пристрою.

Для визначення місця розташування робочої рідини в камері автобалансира під час експериментів на верхній прозорій основі автобалансувального пристрою нанесена радіальна шкала з ціною поділок 5° . Нижня основа – матова.

Положення незрівноваженої маси (дисбалансу) фіксується на цій шкалі за допомогою смужки – мітки дисбалансу.

На бічній поверхні балансира зовні містяться фіксатори для закріплення зразка автобалансувального пристрою на роторі.

Зразок автобалансувального пристрою I має внутрішній отвір, що дозволяє без демонтажу балансира змінювати імітаційний дисбаланс ротора як за місцем розташування, так і за величиною шляхом прикріплення вантажу до внутрішньої стінки барабана.

В якості робочих рідин використовувались: прісна вода (густина 1000 кг/м^3 , кінематична в'язкість $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі $20 \text{ }^\circ\text{C}$), специфічні рідини різної в'язкості (сироп#1 (густина – 1230 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $14,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), цукровий сироп# 2 (густина – 1370 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $97,77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), рідини різної густини (бензин (рафінат бензольного риформінгу НЕФРАС С2-80/120) густиною 670 кг/м^3 ; ортофосфорну кислоту (85 %-й водний розчин H_3PO_4) густиною 1650 кг/м^3). Для підвищення якості візуальних спостережень за положенням робочих тіл в камерах автобалансувального пристрою рідини підфарбовувалися в різні кольори для кожної з камер балансира.

Конструкція дослідної установки 1, що моделює роторну систему з вертикальною віссю обертання.

Дослідна установка для дослідження процесу автоматичного зрівноваження вертикальної роторної системи за допомогою балансувального пристрою рідинного типу та поведінки робочих тіл в камерах балансувального пристрою розроблена на базі прально-віджимної машини барабанного типу (рис. 3.2).

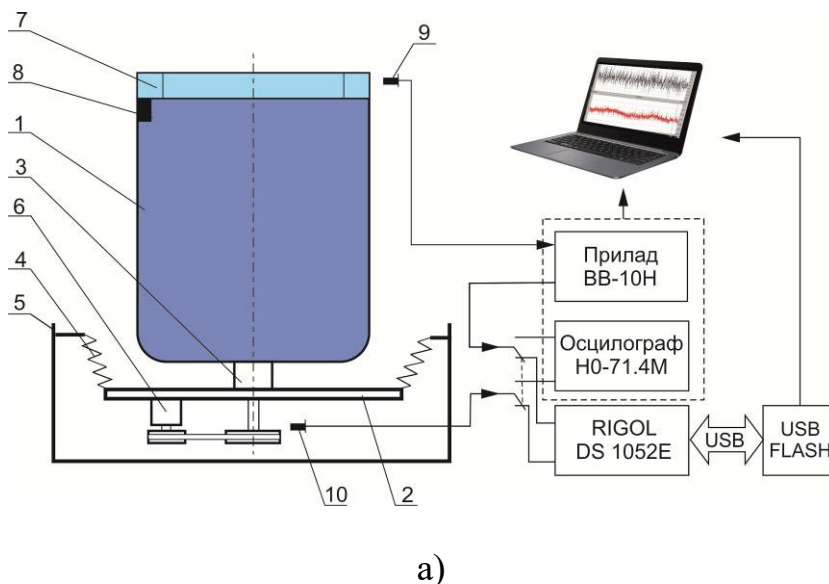
Ротором є барабан, який жорстко закріплений на осі обертання. На верхньому краю барабана (далі ротора) за допомогою фіксаторів жорстко закріплений зразок автобалансира I, що забезпечує співвісність і достатню жорсткість ротора.

Вісь ротора зв'язана з жорсткою платформою через підшипники кочення. Платформа з'єднана з корпусом установки чотирма пружно демпферними підвісками. Власна частота коливань підвішеної системи складає $\sim 9\text{--}10 \text{ Гц}$.

Привід ротора здійснюється електродвигуном через клинопасову передачу. Двигун живиться змінним струмом, напруга якого за допомогою автотрансформатора із системою керування змінюється в досить широкому діапазоні. Це дозволяє задавати:

- обертовий рух роторній системі з різними швидкостями обертання ротора, що лежать у діапазоні $30\text{--}1080 \text{ об/хв}$;

- різні кутові прискорення при розгоні (вибігу) ротора;
- час сталого обертання в дорезонансній, резонансній і зарезонансній зонах обертання ротора для детальних досліджень роботи рідинного автобалансира.

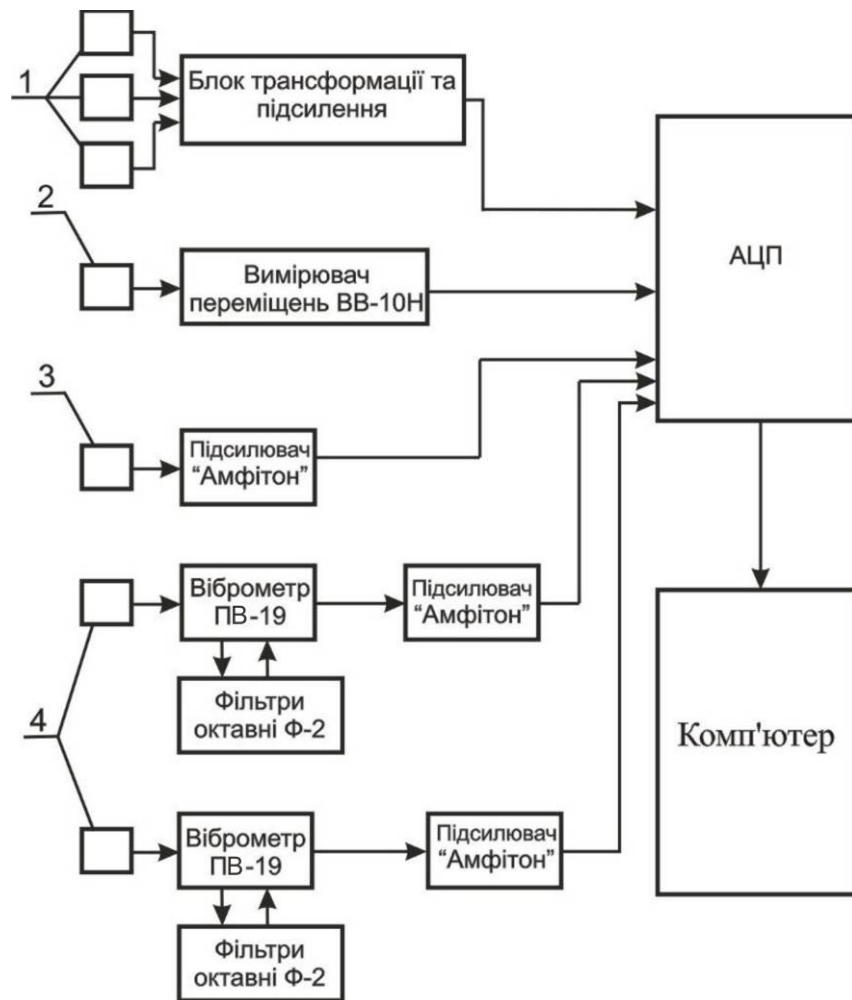


1 – барабан (ротор); 2 – платформа; 3 – корпус підшипника;
 4 – пружні елементи; 5 – корпус; 6 – електричний двигун;
 7 – АБП I; 8 – дисбаланс; 9 – індуктивний датчик; 10 – відмітник обертів

Рисунок 3.2 – Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментального стенду з дослідною установкою 1 для дослідження роторної системи з вертикальною віссю обертання

За допомогою *вимірювального стенда*, який складається з вимірювальної та реєструвальної апаратури, здійснювалися дослідження коливань дослідної установки. На рисунку 3.3 зображено блок-схему підключення апаратури вимірювального стенду.

Для виміру розмаху переміщень верхнього краю ротора застосовувався безконтактний індуктивний датчик, підключений до приладу ВВ–10Н (рис. 3.2, 3.3).



1 - фотоприймачі; 2 - індуктивний датчик;

3 - індукційний датчик оборотів; 4 – акселерометри (п'єзодатчики)

Рисунок 3.3 - Блок-схема підключення апаратури для дослідження коливань

Для вимірювання швидкості обертання барабана використовували специфічний відмітник обертів у вигляді невеликої феромагнітної пластинки, яку встановлювали на торці шківів барабана (див. рис. 3.2). За кожен оберт барабана пластинка один раз перетинала силові магнітні лінії датчика, який сконструйовано на основі датчика Холла [16] (див. рис. 3.2 (10)).

Усі сигнали з датчиків посилювались, здійснювалась їх первинна обробка, записувались на стрічках шлейфового осцилографа Н0–71.4М, одночасно оцифровувались за допомогою спеціально розробленого аналого-цифрового перетворювача [16] і подавались на ПК. Для спостереження та вимірів параметрів форми сигналів використовувався цифровий осцилограф RIGOL

DS1052E, який має можливість через порт USB збереження зображення даних у вигляді файлу з розширенням BMP або даних таблиць подій у вигляді файлу формату CSV (табульовані), який редагується в Excel. Дані розмаху коливань ротора, одержані за допомогою шлейфового і цифрового осцилографа, відрізняються не більше ніж на 2 - 3 %.

Тарування індуктивного датчика здійснювалось на вібростенді за допомогою вимірювального мікроскопу [16].

Тарування виконувалось в два етапи: на першому – підготовчому - записували осцилографічні дані коливань столу вібростенда для різних наперед заданих частот збуджень і додатково за допомогою мікроскопа контролювали амплітуду вібрацій столу вібростенда; на другому – за одержаними записами будували тарувальні графіки для визначення тарувального коефіцієнта, який використовували для обчислення розмаху (амплітуди) коливань роторної системи.

Методика вимірювання і реєстрації коливань ротора.

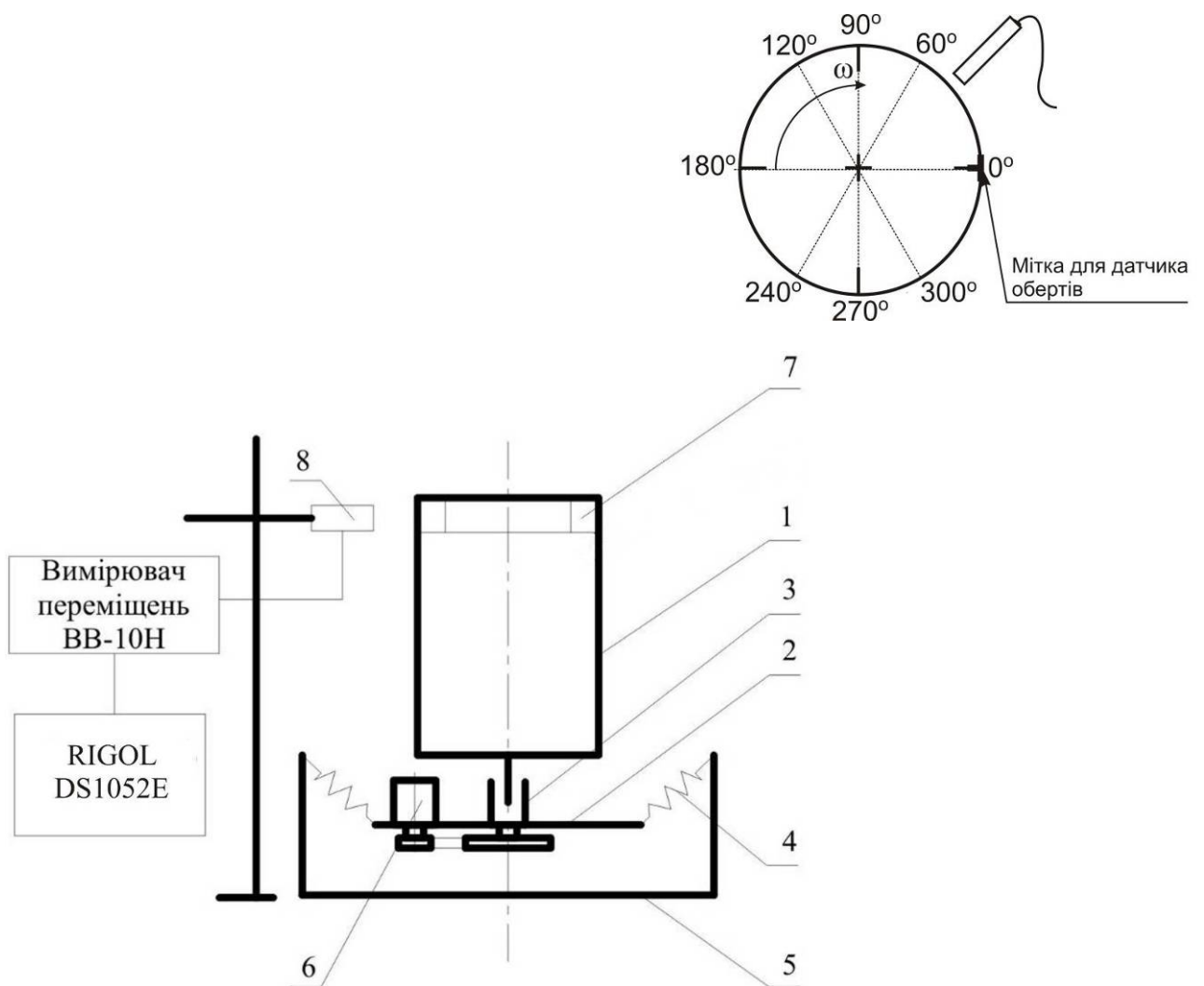
1) Перевірка наявності складнонапруженого місця верхнього краю барабана дослідної установки. Попередньо на верхню основу порожнього автобалансувального пристрою нанесли сітку - розбиття на сектори з кроком 10° проти ходу годинникової стрілки, з 0° на шві барабана. На жорсткій стійці на відстані 40 мм від верхнього краю барабана установки закріпили індикатор типу ІЧ–10 МД (рис. 3.4).

При ступінчатому провертанні барабана навколо осі обертання через кожні 10° фіксували показання індикатора, на основі яких будували годограф биття барабана. Аналіз годографа показав: в секторі 0° (зварного шва) є складно напружене місце верхнього краю барабана.

2) Перевірка припущення про лінійність коливної системи за допомогою векторних побудов (рис. 3.5).

Кроки векторних побудов:

а) побудували на кругу вектор \overline{OA} (γ_A) – вектор вібрації у початковому стані ротора, тобто з невідомими незрівноваженими масами;



1 – барабан (ротор); 2 – платформа; 3 – корпус підшипника; 4 – пружні елементи; 5 – корпус; 6 – електричний двигун; 7 – АБП; 8 – дисбаланс; 9 – індуктивний датчик

Рисунок 3.4 – Схема підключення апаратури для визначення складнонапруженого місця верхнього краю барабана дослідної установки

б) встановили у довільному кутовому положенні пробну масу M_{np} , виміряли і побудували на крузі одержаний при цьому вектор вібрації \vec{OB} (γ_B) – він характеризує сумарний вплив на вібрацію невідомого початкового дисбалансу і відомої внесеної маси M_{np} ;

в) з кінця A вектора \vec{OA} до кінця B вектора \vec{OB} побудували вектор $\vec{AB} = \vec{c}$.

З векторної побудови слідує, що вектор \vec{c} - є різницею векторів \vec{OA} і \vec{OB} .

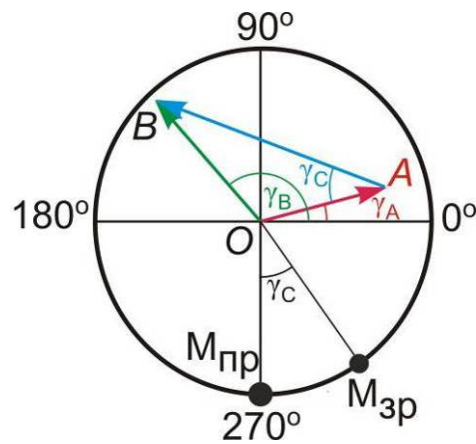


Рисунок 3.5 – Схема перевірки припущення про лінійність коливної системи на дію внесених мас за допомогою векторних побудов (кроки: а) – в))

Таким чином вектор \vec{c} в чистому вигляді характеризує ту вібрацію, яка виникає тільки від встановлення пробної маси $M_{пр}$. Мета балансування (повна компенсація вектора \overline{OA} початкового дисбалансу) буде досягнута, якщо вдасться визначити величину і положення зрівноважувальної маси, при якій вектор \vec{c} буде дорівнювати вектору \overline{OA} за величиною і протилежний за напрямом. З векторної побудови випливає, що мета буде досягнута, якщо:

- пробну масу змістити за напрямом розмітки ротора на кут γ_C (тобто у той самий бік і на той самий кут, на який необхідно повернути вектор \vec{c} для його суміщення з вектором \overline{OA});

- змінити пробну масу у співвідношенні $M_{зр} = M_{пр} \cdot \frac{|\overline{OA}|}{|\overline{AB}|}$;

г) якщо змінювати масу пробного вантажу $M_{пр}$, залишаючи при цьому незмінним його кутове положення, то реакція коливної системи на ці зміни (вектор \vec{c}) буде змінюватись пропорційно зміні $M_{пр}$, не змінюючи свого кутового положення (рис. 3.6). Вектори $\vec{c}_1, \vec{c}_2, \vec{c}_3$ відповідають встановленню в одне і те саме кутове положення мас M_1, M_2, M_3 , при цьому $M_1 < M_2 < M_3$.

д) якщо маса вантажу $M_{пр}$ залишається незмінною, але змінюється її кутове положення, то реакція на ці зміни (вектор \vec{c}) буде аналогічною, вектор

\vec{c} буде залишатися незмінним за величиною і повертатися навколо свого початку на той самий кут і у тому ж напрямку як і M_{np} (рис. 3.7).

З векторної побудови випливає, що коливна система установки є лінійною відносно дії на неї внесених (пробних, зрівноважувальних) мас. Що дає можливість застосовувати методи балансування без фазових вимірів [32].

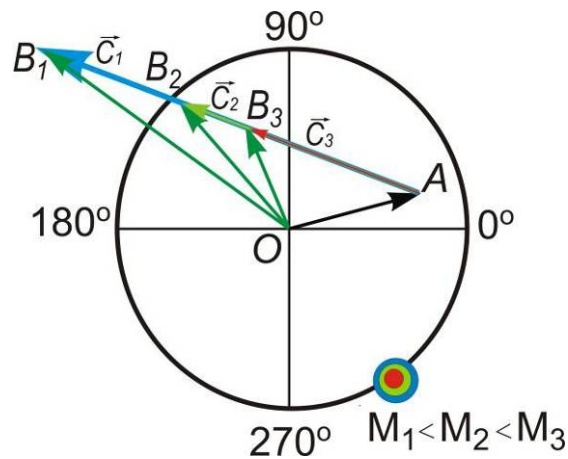


Рисунок 3.6 – Схема перевірки припущення про лінійність коливної системи на дію внесених мас за допомогою векторних побудов (крок г))

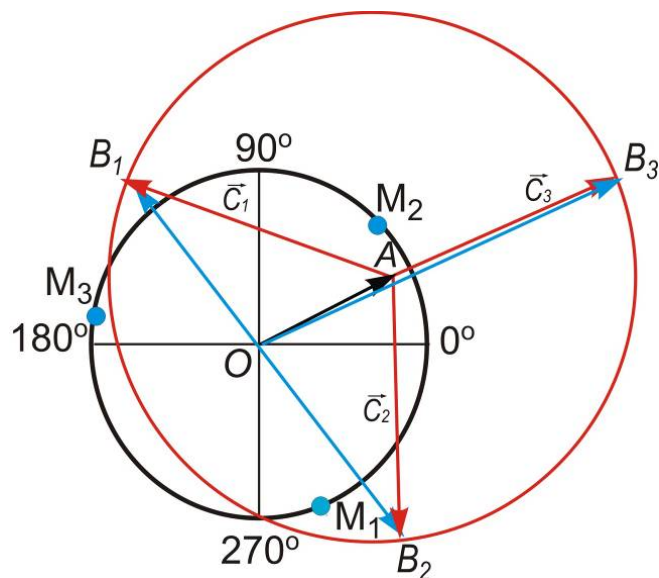


Рисунок 3.7 – Схема перевірки припущення про лінійність коливної системи на дію внесених мас за допомогою векторних побудов (крок д))

3) Для виключення впливу складнонапруженого місця верхнього краю барабана (монтажного дисбалансу ротора) на одержувані результати перед проведенням досліджень здійснювалось його безфазне балансування на робочих обертах методом «обходу вантажем» [9].

Метод «обходу вантажем» - метод балансування без фазових вимірів - здійснювався у два етапи: визначення місця встановлення зрівноважувального вантажу; визначення його величини (маси).

Процес зрівноважування здійснювався за методикою динамічного балансування роторів на місці (Додаток А):

Етап 1. Визначення місця встановлення зрівноважувального (балансирувального) вантажу: сталій пробний вантаж масою 30 г встановлювали у площині корекції у кожній точці через 60° і вимірювали розмах коливань верхнього краю барабана. Визначили сектор від 160° до 220° відносно зварного шва, на якому спостерігалась найменша амплітуда коливань верхнього краю барабана (рис. 3.8).

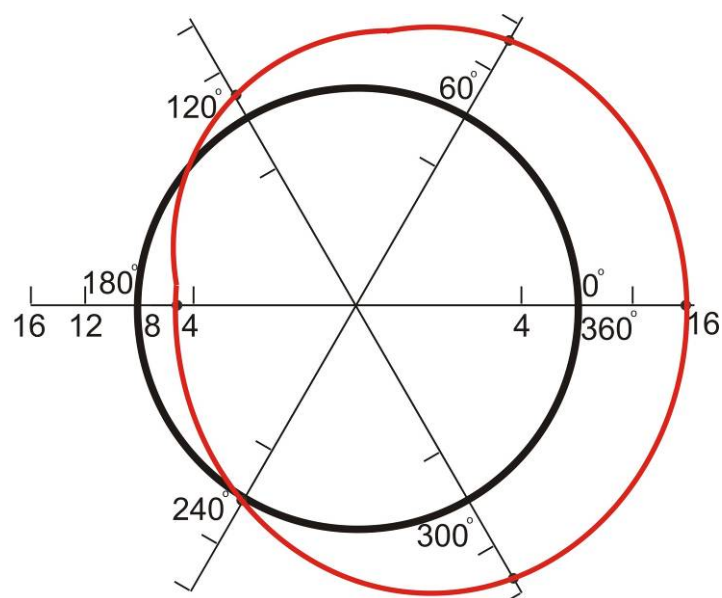


Рисунок 3.8 – Графік визначення місця встановлення балансувального вантажу

Для уточнення місця встановлення балансувального вантажу повторили виміри розмаху коливань верхнього краю барабана в секторі від 120° до 240° з

кроком 20° . За графіком визначено, що для вертикального барабана зрівноважувальний вантаж необхідно встановлювати в секторі від 180° до 220° (рис. 3.9). Повторні послідовні виміри з кроком 10° у цьому секторі дали можливість визначити місце встановлення зрівноважувального вантажу для вертикального барабана на відмітці 190° від зварного шва барабана проти ходу годинникової стрілки.

Етап 2. Для визначення величини (маси) зрівноважувального вантажу проводили декілька додаткових послідовних пусків із пробними вантажами різної маси від 20 г до 60 г. У кожному випадку вимірювали розмах амплітуд вібрацій верхнього краю барабана. За одержаними даними визначили масу балансувального вантажу - 30 г.

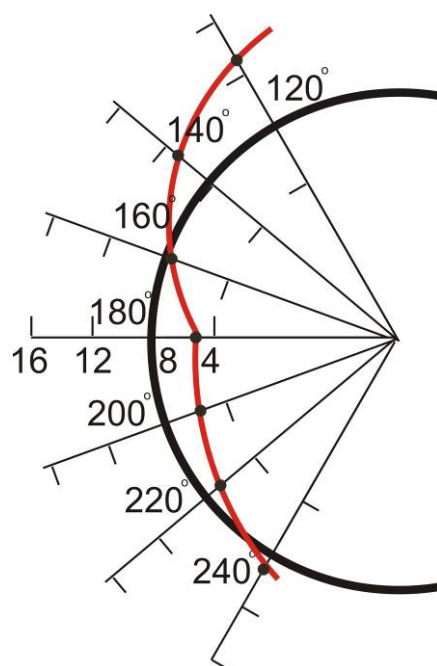


Рисунок 3.9 – Графік уточнення місця встановлення балансувального вантажу

Коефіцієнт демпфування роторної системи, який визначає демпферну властивість підвіски, емпірично визначався за осцилограмами власних коливань роторної системи.

Логарифмічний декремент затухання коливань обчислюється за формулою [210]:

$$\vartheta = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{A_i}{A_{i+k}}, \quad (3.1)$$

де A_i та A_{i+k} – послідовні значення розмаху коливань, які відстоять один від одного на k повні періоди.

Коефіцієнт демпфування коливань обчислюється за формулою (3.2) [210]:

$$n = \vartheta \cdot \omega_p / 2\pi. \quad (3.2)$$

Для запису власних коливань вертикальної системи «платформа – ротор – АБП» барабан різким поштовхом виводили з положення рівноваги в різних напрямках. За допомогою віброметра ПВ–19 з акселерометра (п’єзодатчика), встановленого на платформі роторної установки, записувався сигнал, який після підсилення і початкової обробки фіксувався осцилографом RIGOL DS1052E.

За осцилограмою власних коливань роторної системи визначили, що резонансна швидкість обертання вертикальної роторної системи становить 570 об/хв. Для установки (рис. 3.2) емпіричне значення логарифмічного декремента затухання ϑ становить 0,854, коефіцієнта демпфування n – 7,06.

Для зняття амплітудно-частотних характеристик коливної системи проводився запис коливань верхнього краю барабана на прохід від нуля до максимальних обертів. Одночасно осцилографом записувались покази індуктивного датчика переміщень і сигнали датчика швидкості обертання ротора (відмітника обертів). У подальшому сигнали записувались на ПК.

Методика проведення досліджень роботи рідинного автобалансира для вертикального ротора реалізовувалась у декілька етапів:

Етап 1. Виконувалось добалансування системи ротор – АБП методом «обходу вантажем». На осцилографічну стрічку й у табличний файл на ПК записувались графіки вібропереміщень бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 300 об/хв. – дорезонансна зона, 570 об/хв. –

резонансна зона, 800 об/хв. – зарезонансна зона і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 2. Ротор установки розбалансовувався за рахунок закріплення на внутрішній стінці барабана (ротора) вантажу масою 50 г – імітаційного дисбалансу. Дисбаланс ротора склав $D = 1000$ г·см. Положення імітаційного дисбалансу позначалось на поверхні автобалансира за допомогою кольорової смужки; установка вмикалась і записувались на осцилографічну стрічку й у файл на ПК вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 300 об/хв. – дорезонансна зона, 570 об/хв. – резонансна зона, 800 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 3. У зовнішню камеру зразка автобалансира заливалося 25 мл води прісної й, не змінюючи місця розташування та маси імітаційного дисбалансу, вмикалась експериментальна установка та записувались на осцилографічну стрічку й у табличний файл на ПК вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 300 об/хв. – дорезонансна зона, 570 об/хв. – резонансна зона, 800 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 4. Покроково із кроком 25 мл в камері АБП збільшувався об'єм води прісної до 350 мл. Після кожного збільшення об'єму рідини запускалась установка та записувались вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 300 об/хв. – дорезонансна зона, 570 об/хв. – резонансна зона, 800 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Аналогічно виконувались дослідження роботи двокамерного, трикамерного автобалансира при заповненні одночасно двох і трьох камер.

Для оцінки ефективності застосування автоматичного балансування та інших заходів для підвищення вібростійкості вертикальної роторної системи послідовно знімалися початкова амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) коливань верхнього краю барабана зрівноваженої системи, АЧХ коливань

верхнього краю барабана розбалансованої системи із штучними дисбалансами, АЧХ коливань верхнього краю барабана установки із застосуванням заходів и методів для зниження вібрацій системи.

Розглянемо більш детально експериментальні стенди, обладнання та методику емпіричних досліджень для випадку руху роторної системи з горизонтальною віссю обертання.

Експериментальний зразок автобалансувального пристрою II.

Для дослідження характеру руху рідини в автобалансувальному пристрої та ефективності рідинного автобалансувального пристрою використано експериментальний зразок балансира II [197, 211] із оптично-прозорого матеріалу (прозорий акрил), який дозволяє візуально і/або за допомогою сучасних засобів відеофіксації прослідкувати роботу пасивного рідинного балансира на всіх режимах експлуатації. Автобалансир II є кільцем із зовнішнім радіусом $R = 200$ мм, внутрішнім радіусом 150 мм і концентричною перегородкою радіуса $R = 175$ мм, що утворює дві концентричні камери для розташування в них робочих тіл. Загальний вигляд зразка автобалансира рідинного типу II наведений на рис. 3.10.

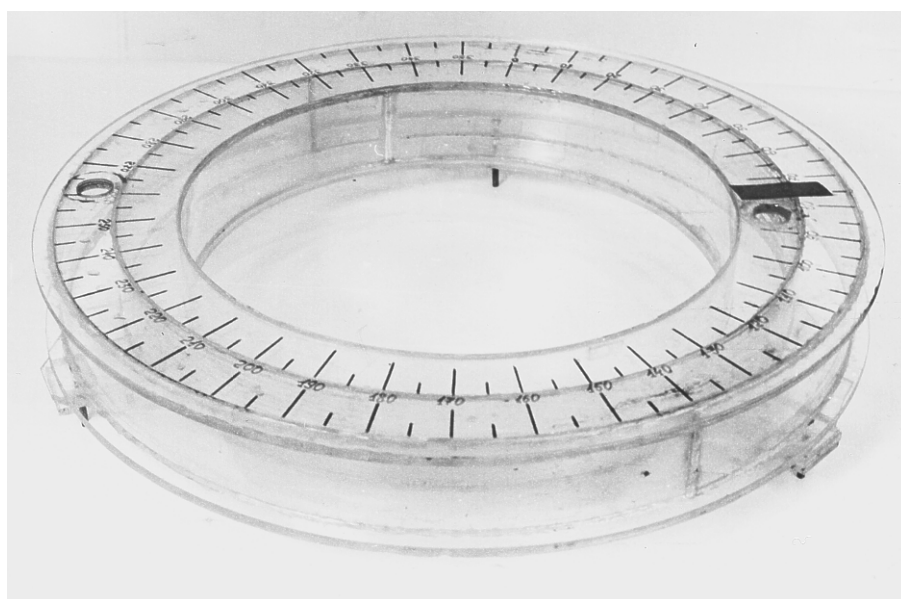


Рисунок 3.10 - Експериментальний зразок автобалансувального пристрою II

Автобалансир II має дві герметично ізольовані камери, що дозволяє використовувати рідину як коригувальну масу в кожній з них одночасно і окремо. Для визначення місця розташування коригувальної рідини в камері автобалансира під час експериментів на поверхні експериментального зразка II нанесена радіальна шкала з ціною поділки 5° .

В якості балансувальних рідин використовувались: вода прісна (густина 1000 кг/м^3 , кінематична в'язкість $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ за температури 20°C), специфічні рідини різної в'язкості (сироп#1 (густина – 1230 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $14,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), цукровий сироп# 2 (густина – 1370 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $97,77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Положення незрівноваженої маси (штучного дисбалансу) фіксувалось на цій шкалі за допомогою смужки – мітки дисбалансу. Експериментальний зразок балансира II має внутрішній отвір, що дозволяє без демонтажу балансира змінювати як місце розміщення дисбалансу ротора, так і його величину.

Конструкція дослідної установки 2, що моделює роторну систему з горизонтальною віссю обертання..

Дослідна установка для дослідження ефективності роботи рідинних балансирів і поведінки робочої рідини в автобалансувальному пристрої розроблена на базі однобакової автоматичної пральної машини з горизонтальною віссю обертання барабана.

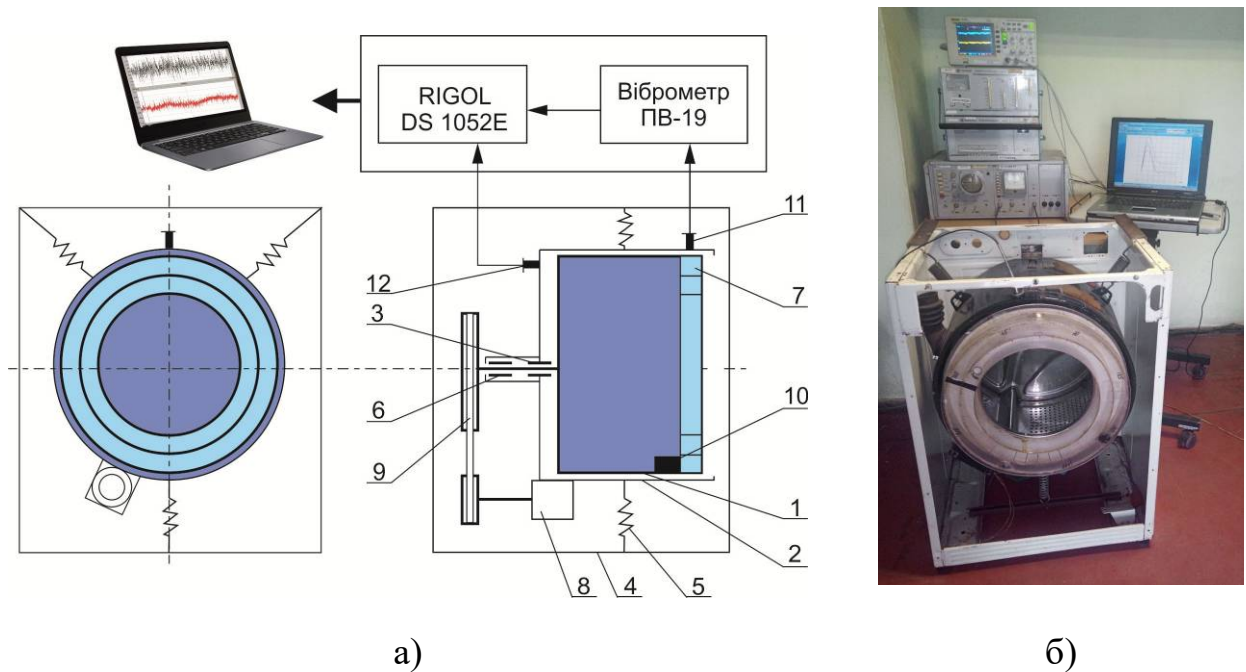
Ротор є барабаном, який обертається в підшипниковому вузлі. Обертання ротору надається від електродвигуна через шківи і клиновий ремінь.

На передньому краю барабана (далі ротора) за допомогою фіксаторів по зовнішньому діаметру АБП встановлений експериментальний зразок автобалансира II. Така конструкція забезпечує співвісність і достатню жорсткість ротора та закріплення на ньому автобалансира.

Конструкцію дослідної установки подано на рис. 3.11. Ротор 1 через підшипники кочення 3 зв'язаний із жорстким баком 2, який в свою чергу через пружні елементи 5 з'єднаний з корпусом машини 4 (власна частота коливної

системи у вертикальному напрямку становить 6 Гц). На передньому краю ротора кріпиться автобалансир 7.

Привід ротора здійснюється синхронним електродвигуном 8 змінного струму з потужністю 180 Вт через клинопасову передачу 9. Автотрансформатор із системою керування дозволяє здійснювати обертовий рух ротора з різними кутовими швидкостями в діапазоні від 0 до 1090 об/хв, задавати різні кутові прискорення при розгоні ротора.



1 – ротор (барaban); 2 – бак; 3, 6 – підшипники кочення; 4 – корпус;
 5 – пружні елементи; 7 – автобалансир II; 8 – двигун; 9 – клинопасова передача;
 10 – дисбаланс; 11 – акселерометр; 12 – відмітник обертів
 Рисунок 3.11 – Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментального стенду з дослідною установкою 2 для дослідження роторної системи з горизонтальною віссю обертання

Розбалансування ротора виконувалось за допомогою вантажу (імітаційного дисбалансу) 10, закріпленого як найближче до автобалансирів із внутрішньої сторони вільного краю барабана. Коливання ротора вимірювались за

допомогою акселерометрів (п'єзодатчиків) 11, сигнал від яких подавався на підсилювачі й інтегратори сигналу ПВ–19. Підсилений сигнал записувався осцилографом та подавався на ПК. Для спрощення розшифрування записів вібрацій системи у вимірювальну схему уведений датчик – відмітник обертів 12.

Методики тарування апаратури, вимірювання і реєстрації коливань барабана установки, визначення коефіцієнта демпфування роторної системи, описані вище, є застосовними й для дослідної установки (рис. 3.11).

Вимірювальна апаратура.

Швидкість обертання ротора вимірювалась з допомогою безконтактного датчика-відмітника обертів, розробленого на основі геркона.

Акселерометри встановлювались на бак установки. Сигнали від датчиків подавались на вібровимірювачі ПВ–19, підсилювались й інтегрувались для отримання розмаху переміщень бака установки. Підсилений та інтегрований сигнал записувався за допомогою осцилографа RIGOL DS 1052E передавався на ПК у вигляді масиву чисел.

Балансування ротора з експериментальним зразком АБП за відсутності рідини в ньому виконувалось методом «обходу пробним вантажем» [9] на робочій швидкості обертання ротора за методикою, описаною вище.

Максимальним значенням маси імітаційного дисбалансу вважалась та маса, за якої розмах коливань переднього краю ротора наближався до 35 мм - 50 г. Вантаж встановлювався на внутрішній стінці барабана на радіусі $R = 200$ мм. Дисбаланс ротора склав $D = 1000$ г·см.

Резонансна швидкість обертання ротора становить $\omega_p = 350$ об/хв.

Для установки, яка моделює роторну систему з горизонтальною віссю обертання, логарифмічний декремент затухання δ становить 0,725.

Таким чином, для дослідження поведінки робочої рідини в камері автобалансира роторній системі задавались кутові швидкості $0,7 \omega_p$ (дорезонансна зона), ω_p (резонансна зона), $0,75\omega_n$ та ω_n (зарезонансна зона), де $\omega_n = 895$ об/хв. – номінальна швидкість обертання ротора.

Методика проведення досліджень роботи рідинного автобалансира для горизонтального ротора реалізовувалась у декілька етапів:

Етап 1. Виконувалось добалансування системи «ротор – АБП» методом «обходу вантажем». На осцилограф й у табличний файл на ПК записувались вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 270 об/хв. – дорезонансна зона, 350 об/хв. – резонансна зона, 525 об/хв., 670 об/хв., 890 об/хв. – зарезонансна зона і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 2. Ротор установки розбалансовувався за рахунок закріплення на внутрішній стінці барабана (ротора) вантажу масою 50 г – імітаційного дисбалансу. Дисбаланс ротора склав 1000 г·см. Положення імітаційного дисбалансу позначалось на поверхні автобалансира за допомогою кольорової смужки; установка вмикалась і записувались осцилографом у файл на ПК вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 250 об/хв. – дорезонансна зона, 350 об/хв. – резонансна зона, 525 об/хв., 670 об/хв., 890 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 3. У зовнішню камеру зразка автобалансира заливалось 25 мл води прісної й, не змінюючи місця розташування та маси імітаційного дисбалансу, вмикалась експериментальна установка та записувались осцилографічні дані у табличний файл на ПК вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 250 об/хв. – дорезонансна зона, 350 об/хв. – резонансна зона, 525 об/хв., 670 об/хв., 890 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 4. Покроково із кроком 25 мл в камері АБП збільшувався об'єм води прісної до 150 мл. Після кожного збільшення об'єму рідини запускалась установка та записувались вібропереміщення бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 250 об/хв. – дорезонансна зона, 350 об/хв. – резонансна зона, 525 об/хв., 670 об/хв., 890 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Аналогічно виконувались дослідження ефективності роботи двокамерного автобалансира при заповненні одночасно двох камер.

Експериментальний зразок автобалансирувального пристрою III.

Для дослідження впливу динамічних характеристик дослідної установки на ефективність роботи автобалансира рідинного типу використано експериментальний зразок балансира III.

Автобалансир III є циліндричним диском розбитим радіальними перегородками на три ізольовані камери із зовнішніми радіусами $R = 150$ мм, $R = 100$ мм, $R = 50$ мм. Загальний вигляд зразка автобалансира рідинного типу наведений на рис. 3.12.



Рисунок 3.12 - Експериментальний зразок автобалансирувального пристрою III

Автобалансир III має три герметично ізольовані камери, що дозволяє використовувати рідину як коригувальну масу в кожній з них одночасно і окремо. В якості коригувальної рідини використовувалась вода прісна.

Конструкція дослідної установки 3.

Установка для дослідження ефективності роботи рідинних балансирів в автобалансирувальному пристрої розроблена на базі однобакової автоматичної пральної машини з горизонтальною віссю обертання барабана.

Ротор є барабаном, який обертається в підшипниковому вузлі. Обертання ротору передається від електродвигуна через шківів і клиновий ремінь. На передньому краю ротора встановлювався експериментальний зразок автобалансера ІІІ, що кріпиться до ротора за допомогою фіксаторів по зовнішньому діаметру. Така конструкція забезпечує співвісність і достатню жорсткість ротора та закріплення на ньому автобалансера.

Конструкцію експериментальної установки подано на рис. 3.13.

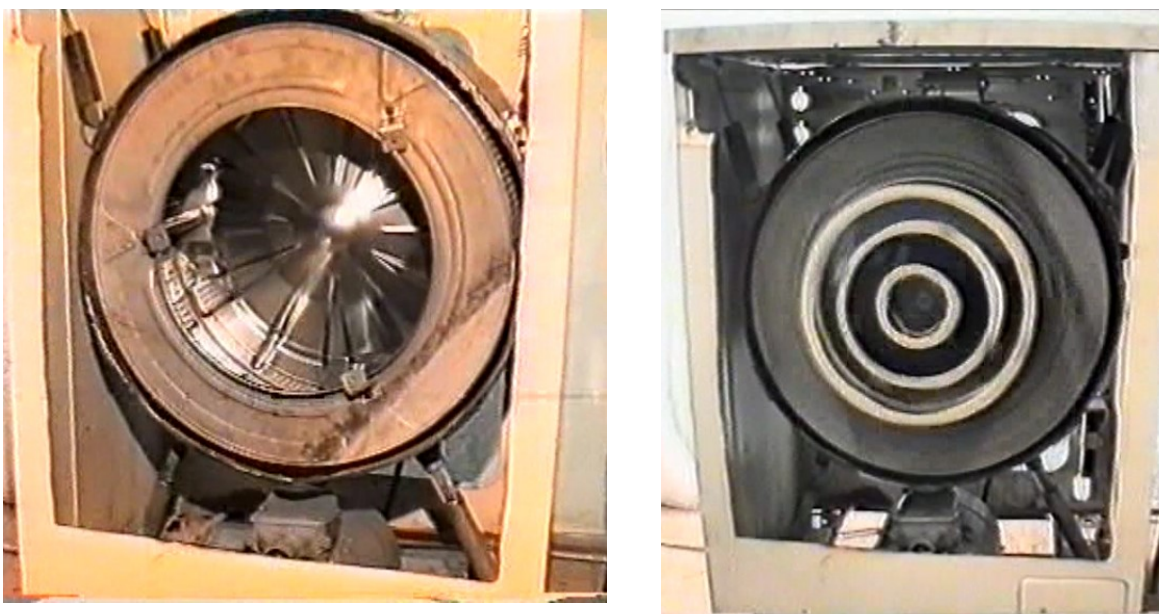


Рисунок 3.13 – Загальний вигляд експериментальної установки 3 для дослідження роторної системи з горизонтальною віссю обертання

Балансування ротора з експериментальним зразком АБП ІІІ за відсутності рідини в ньому виконувалось методом «обходу пробним вантажем» [9] на робочій швидкості обертання ротора за методикою, описаною вище.

Маса імітаційних дисбалансів m_d в дослідженнях варіювалась від 50 гр до 200 гр. Імітаційний дисбаланс фіксувався в порожнині бака установки (радіуса $R = 200$ мм). Таким чином, дисбаланс ротора складав $D = 20 \cdot m_d$ г·см.

Резонансна швидкість обертання ротора становить $\omega_p = 520$ об/хв.

Таким чином, для дослідження вібростійкості роторної системи (рис. 3.13) задавались кутові швидкості $0,7 \omega_p$ (дорезонансна зона), ω_p (резонансна зона), $0,75\omega_n$ та ω_n (зарезонансна зона), де $\omega_n = 1100$ об/хв. – номінальна швидкість обертання ротора.

Експериментальний зразок автобалансувального пристрою IV.

Для перевірки гіпотези про розширення діапазону швидкостей роботи автобалансувального пристрою, встановленого на роторі з горизонтальною віссю обертання і віссю, нахиленою під кутом до горизонту, за рахунок зменшення кутової швидкості «залучення» рідини в обертовий рух використано автобалансир рідинного типу з радіальними перегородками – автобалансувальний пристрій IV [42] (рис. 3.14).

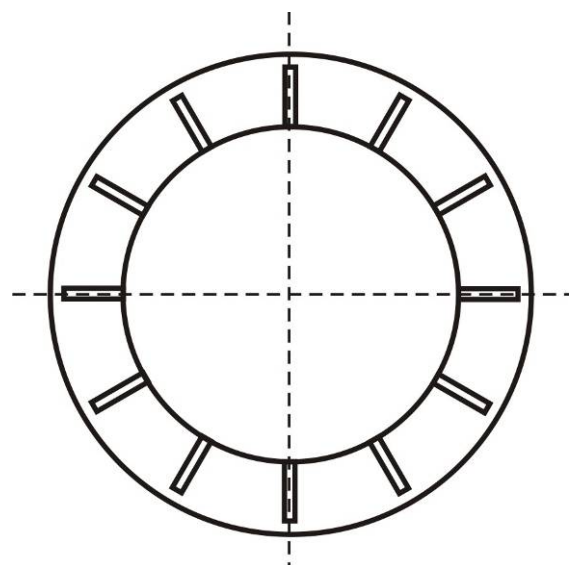
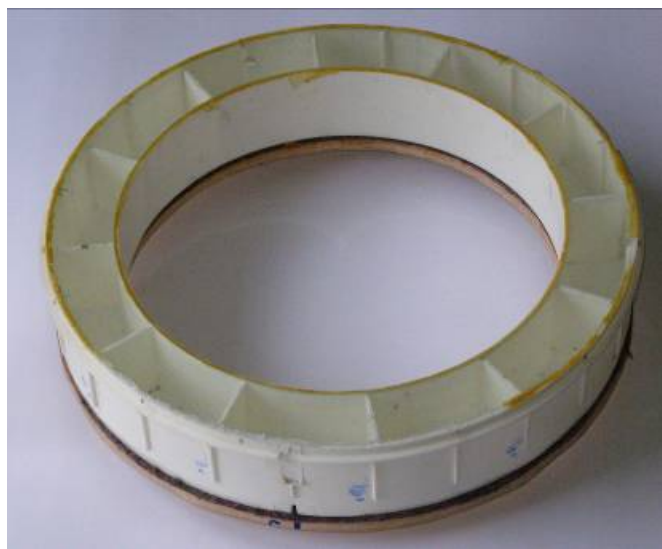


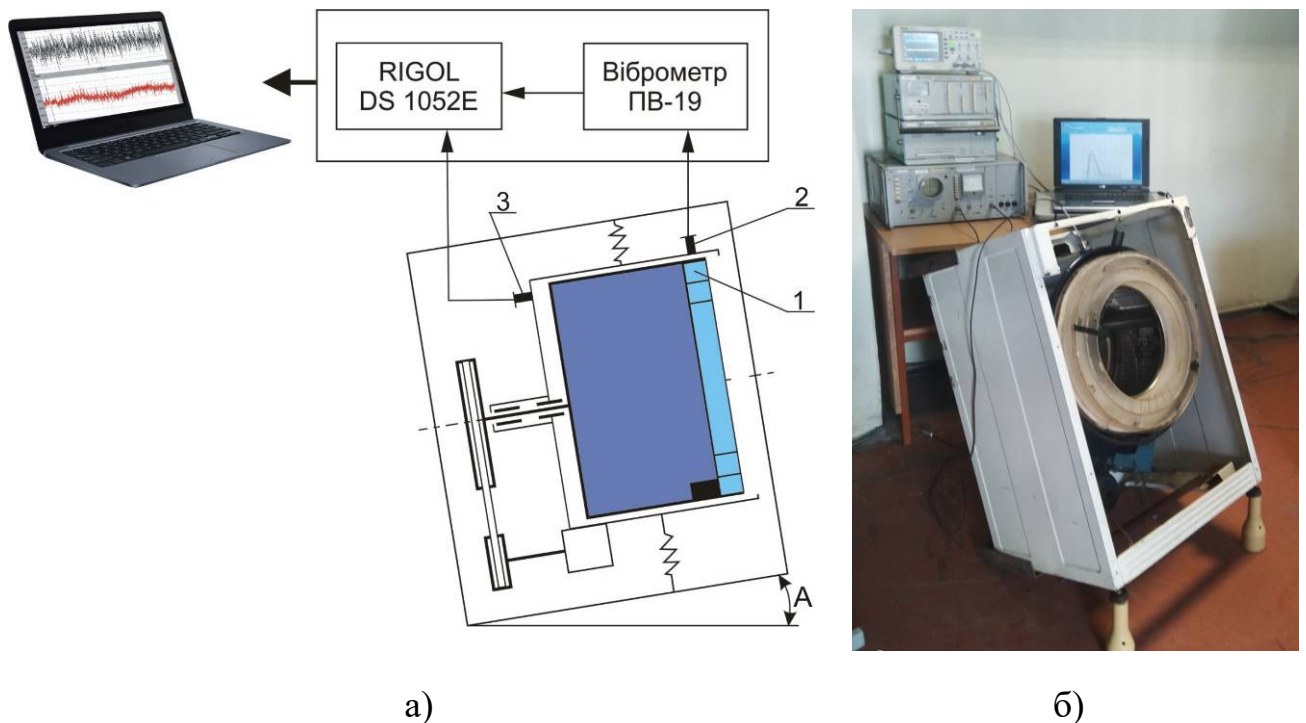
Рисунок 3.14 - Експериментальний зразок автобалансувального пристрою рідинного типу з перегородками

Радіальні перегородки автобалансира IV не торкаються стінки більшого радіуса циліндричної камери та поділяють порожнину балансира на окремі сектори, які по зовнішньому радіусу з'єднані між собою тонким каналом.

Розглянемо більш детально експериментальний стенд, обладнання та методику емпіричних досліджень для випадку руху роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до горизонту.

Конструкція дослідної установки 4.

Експериментальні дослідження впливу кута нахилу осі обертання до горизонтальної площини на ефективність роботи рідинного автобалансера проведено із експериментальними зразками АБП II і АБП IV (рис. 3.10, 3.12) на установці, що моделює роторну систему із горизонтальною віссю обертання [161] (рис. 3.11). Загальний вигляд і схему дослідної установки подано на рис. 3.15.



- 1 – автобалансир II або автобалансир IV; 2 – акселерометр;
- 3 – відмітник обертів

Рисунок 3.15 - Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментального стенду з дослідною установкою для дослідження роторної системи з віссю обертання нахиленою під кутом до лінії горизонту

Методика проведення досліджень роботи рідинного автобалансира для ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту реалізовувалась у декілька етапів:

Етап 1. Відбалансовувався ротор і записувались АЧХ вібропереміщень баку при обертанні ротора зі сталими швидкостями: $\omega = 180$ об/хв., 250 об/хв. – дорезонансна зона, 350 об/хв. – резонансна зона, 525 об/хв., 670 об/хв., 890 об/хв. – зарезонансна зона - і будувалась амплітудно-частотна характеристика.

Етап 2. Розбалансовувався ротор шляхом закріплення на ньому вантажу (імітації дисбалансу) масою 50 г ($D = 1000$ г·см) і записувались АЧХ вібропереміщень баку при обертанні ротора зі вказаними швидкостями обертання.

Етап 3. Зовнішня камера АБП частково наповнювалась рідиною (водою прісною) об'ємом 50 мл, не змінюючи дисбаланс ротора, і записувались АЧХ вібропереміщень баку при обертанні ротора зі вказаними швидкостями обертання.

Етап 4. Змінювався кут нахилу осі обертання до горизонту A , не змінюючи об'єм рідини в камері автобалансира та дисбаланс ротора, записувались АЧХ вібропереміщень баку при обертанні ротора зі вказаними швидкостями обертання; дослідження проводились для різних кутів нахилу осі обертання до горизонту - $A = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$.

Аналогічно виконувались дослідження ефективності роботи двокамерного автобалансира при заповненні одночасно двох камер і автобалансира рідинного типу з радіальними перегородками.

3.2 Методика швидкісної відеофіксації для дослідження руху робочої рідини в камері АБП

Спостерігати швидкоплинну поведінку рідини в камері автобалансира і фіксувати її місце розташування відносно дисбалансу не можливо навіть за

невеликих кутових швидкостей обертання ротора. Таке спостереження доцільно здійснювати швидкісною відеофіксацією з наступним уповільненим переглядом і розкадровкою цифрових записів.

Експериментальні дослідження руху і поведінки корегувальної рідини в камері автобалансувального пристрою застосовано методику швидкісної відеофіксації руху робочих тіл за допомогою сучасної комп'ютерної та відеотехніки. Ця методика реалізовувалась на розроблених стендах із дослідними установками (3.2), (3.11).

Реєструвальна апаратура та підготовка стендів для швидкісної відеофіксації з дослідними установками, що моделюють роторні системи з вертикальною і горизонтальною віссю обертання.

Схеми підключення апаратури подано на рис. 3.16 і 3.17.

Відеокамеру розміщували: по осі обертання ротора вертикально над поверхнею балансира (для вертикальної роторної системи); горизонтально по осі обертання ротора у фронтальній площині до поверхні автобалансира (для горизонтальної роторної системи).

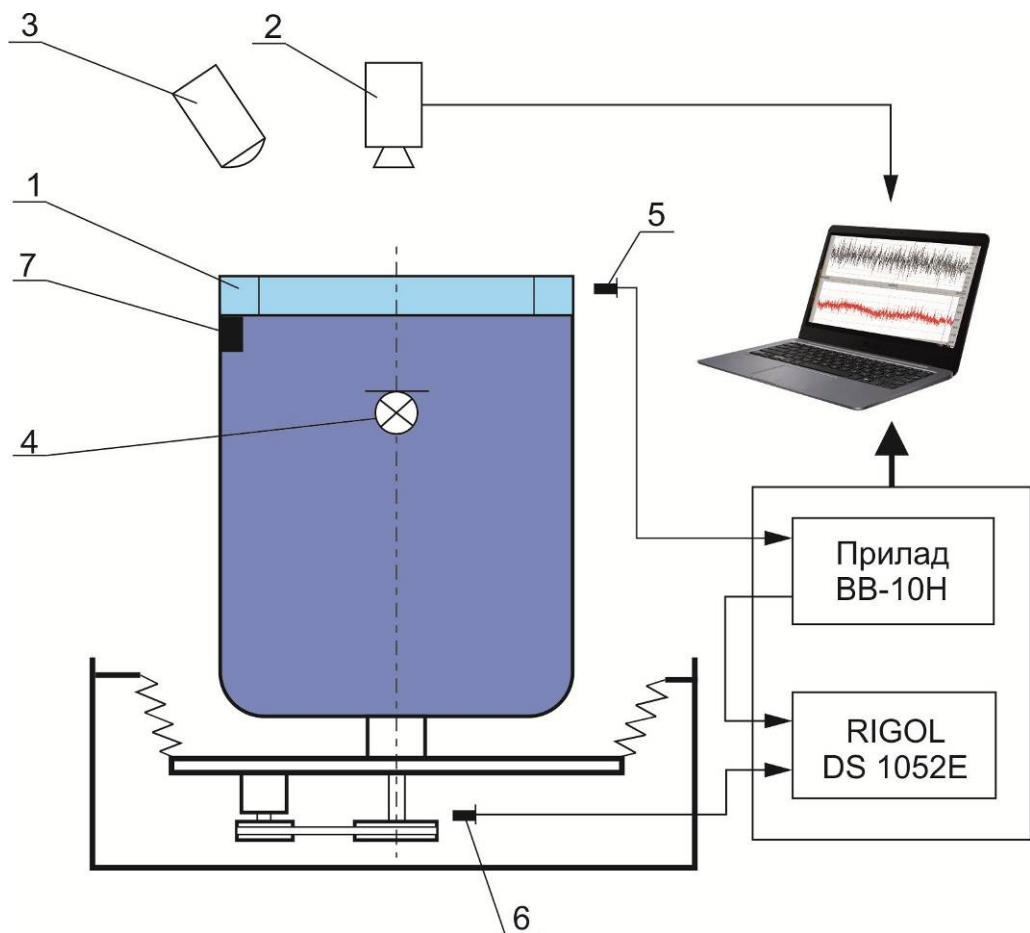
Для оперативного спостереження за розташуванням коригувальної рідини в камері автобалансира використовувався стробоскоп СШ–1, синхронізований із сигналом безконтактного датчика-відмітника обертів ротора.

Запуск ротора синхронізувався із запусками цифрового осцилографа та відеокамери.

Шляхом зіставлення відеозаписів із записами осцилографа визначили відповідність відеоматеріалу певним діапазнам швидкостей обертання роторної системи і значення швидкості обертання ротора для певних оброблюваних відеокадрів. Результати відеофіксації записувались на ПК.

Методику швидкісної відеофіксації руху коригувальної рідини в камерах автобалансувальних пристроїв реалізовували за такими кроками:

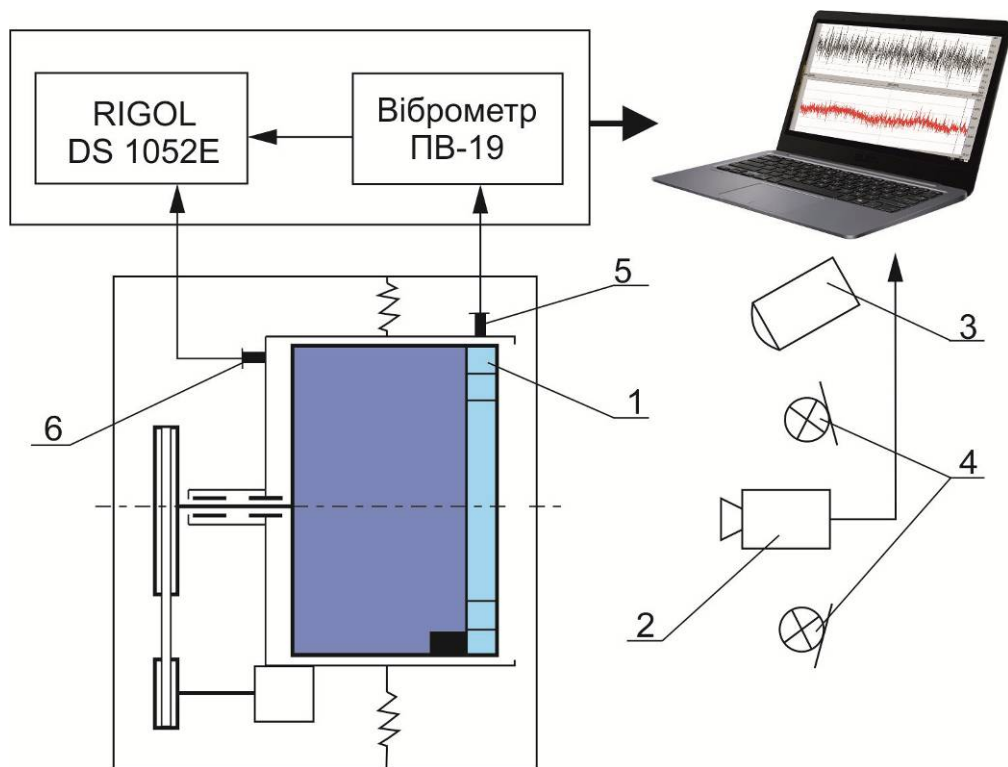
- балансування ротора зі зразком автобалансира I, II або IV за відсутності рідини в ньому;
- підбір місця розміщення і величини імітаційного дисбалансу ротора;



- 1 – АБП; 2 – відеокамера Panasonic AG-DVX100BE; 3 – стробоскоп;
 4 – джерело освітлення; 5 – індуктивний датчик;
 6 – індукційний датчик (відмітник обертів); 7 - дисбаланс
- Рисунок 3.16 - Схема стенда з дослідною установкою (рис. 3.2) для дослідження поведінки робочої рідини в камері автобалансирів I швидкісною відео фіксацією
- визначення об’єму коригувальної рідини в камері автобалансирів;
 - визначення оптимального освітлення поля зйомки;
 - визначення оптимального розташування відеокамери (кута огляду та відстані до поверхні балансира);
 - визначення необхідної швидкості відеозапису;
 - пробні запуски всієї системи для узгодження взаємодії її окремих елементів;
 - синхронний запис переміщень рідини в автобалансирах та осцилографічних даних сигналів вібродатчиків і відмітника обертів;

- передача сигналів та запис їх у файли на ПК.

Діапазон резонансних швидкостей обертання вертикальної роторної системи ω_p складає від 490 об/хв до 570 об/хв. Вивчення руху коригувальної рідини в автобалансирі I на дорезонансних, резонансних і зарезонансних швидкостях обертання ротора здійснювалось за кутових швидкостей, що складають $0,3 \omega_p$, $0,5 \omega_p$ і $0,75 \omega_p$ (дорезонансна зона), ω_p (резонансна зона), $1,5 \omega_p$ (зарезонансна зона).



- 1 – АБП; 2 – відеокамера Panasonic AG-DVX100BE; 3 – стробоскоп; 4 –
світильники з галогенними лампами потужністю по 1000 Вт;
5 – акселерометр; 6 – датчик-відмітник обертів

Рисунок 3.17 - Схема станда з дослідною установкою (рис. 3.11) для дослідження поведінки робочої рідини в камері автобалансира II швидкісною відеофіксацією

Максимальним значенням маси імітаційного дисбалансу для горизонтальної роторної системи є 50 г, тобто те значення, за якого розмах

амплітуд вібрацій досягає максимально можливого для цієї установки значення - 35 мм. Дисбаланс роторної системи склав 1000 г·см. Об'єм коригувальної рідини становив 100 мл для зовнішньої камери АБП і 50 мл – для внутрішньої камери.

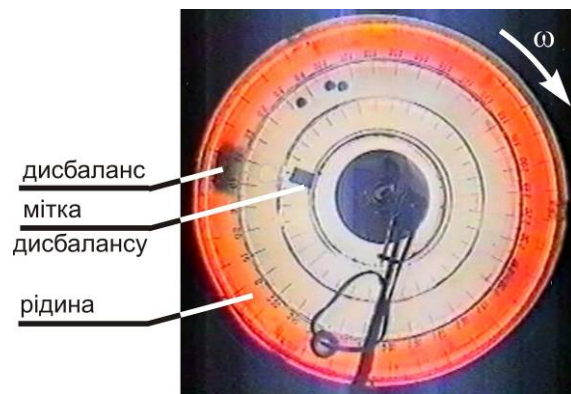
Діапазон резонансних швидкостей обертання горизонтальної роторної системи ω_p складає від 330 об/хв до 370 об/хв. Вивчення руху коригувальної рідини в автобалансири II на дорезонансних, резонансних і зарезонансних швидкостях обертання ротора здійснювалось за кутових швидкостей, що складають $0,5 \omega_p$ і $0,75 \omega_p$ (дорезонансна зона), ω_p (резонансна зона), $1,5 \omega_p$ (зарезонансна зона).

Відеокамеру разом з віброапаратурою вмикали після вистою ротора на заданій швидкості обертання протягом 10–15 с, коли розташування робочої рідини відносно відміток на корпусі автобалансира стабілізувалося. Відеофіксація на кожній із зазначених швидкостях обертання тривала 20–30 с.

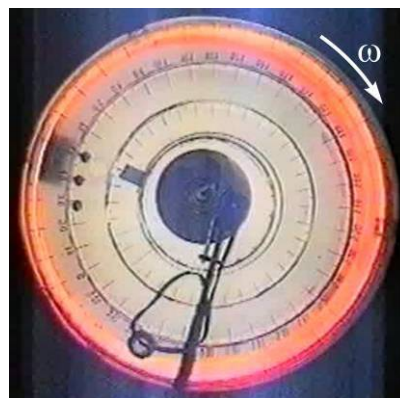
3.3 Емпірична оцінка кутових швидкостей включення робочої рідини в обертовий рух і в процес ефективного автобалансування

Розглянемо ряд відеокадрів, який ілюструє рух рідини в камері автобалансувального пристрою для вертикальної системи з параметрами: маса імітаційного дисбалансу – 150 г, дисбаланс ротора - 3000 г·см, радіус камери $R = 0,2$ м, об'єм коригувальної рідини становить 300 мл, резонансна швидкість обертання горизонтальної роторної системи ω_p складає від 540 об/хв.

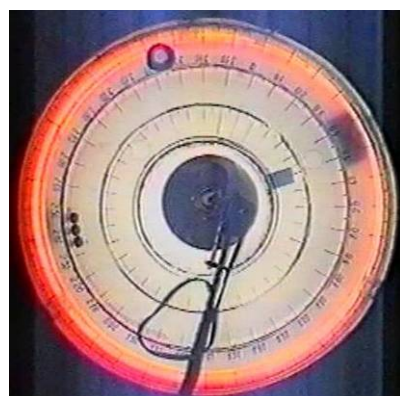
Поданий ряд відеокадрів візуально дає можливість спостерігати зміну якісних станів робочої рідини в камері автобалансира I зі збільшенням значень швидкості обертання роторної системи. Рисунок 3.18 а), який відповідає $\omega = 180$ об/хв., ілюструє включення коригувальної рідини в обертовий рух. Рисунок 3.18 б), який відповідає $\omega = 400$ об/хв., показує включення рідини в процес ефективного автобалансування в дорезонансній зоні обертання ротора.



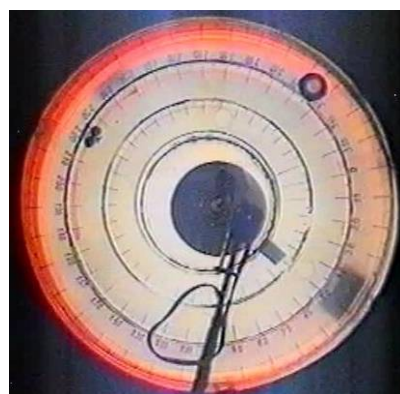
а) $\omega = 180$ об/хв.



б) $\omega = 400$ об/ хв.



в) $\omega = 540$ об/хв.



г) $\omega = 800$ об/хв.

Рисунок 3. 18 – Фотоілюстрація якісних станів руху робочої рідини в камері автобалансувального пристрою I

Крім того, спостерігається зміна форми вільної поверхні рідини залежно від швидкості обертання системи: параболоїд обертання набуває циліндричної форми, горизонтальний переріз області розміщення рідини набуває форми кільця зі зміщеним центром.

Рисунок 3.18 в) ілюструє положення рідини в камері балансира на резонансній швидкості обертання ротора - 540 об/хв. Візуально підтверджується висновок про те, що робоча рідина розташовується проти дисбалансу.

Розміщення робочої рідини на зарезонансному діапазоні швидкостей обертання ротора проілюстровано на рис. 3.18 г). Відеокадр відповідає обертання ротора зі швидкістю 800 об/хв. (зарезонансна зона обертання ротора). Візуально спостерігається ефективне балансування. Цей самий результат спостерігається при повному виході ротора на робочі швидкості обертання.

У розділі 2 надано оцінку часового інтервалу τ_{\max} , по закінченні якого почне утягуватися в рух робоча рідина для роторної системи з вертикальною віссю обертання - формула (2.26).

Для параметрів автобалансира I: радіус камери автобалансира $R = 0,20$ м, радіус вільної поверхні рідини $R_0 = 0,19$ м, кінематична в'язкість робочої рідини $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$ м²/с (прісна вода) одержимо результат теоретичних розрахунків: $\tau_{\max} \approx 6,5$ с. Таким чином, включення рідини в процес обертового руху для вертикальної роторної системи відбувається досить швидко.

Розрахункове значення оцінки кутової швидкості обертання ротора, за якої відбувається включення робочої рідини в обертовий рух для вертикальної роторної системи, за (2.7) складає $\omega_{\circ}^{VR} = \sqrt{3,14 \cdot 10 \cdot (0,05)^2 / 0,0003} \approx 16,2$ с⁻¹ або 162 об/хв.

Результати спільної обробки осцилографічних даних і відеозаписів вказують на те, що нижня межа емпіричної оцінки швидкості включення рідини в процес обертового руху для вертикального ротора міститься в діапазоні від 150 об/хв. до 210 об/хв. (залежно від заповнення камери коригувальною рідиною), що в середньому становить $\omega_{\circ} = 1/3 \omega_p$.

Для дослідної установки (3.2), яка моделює роторну систему з вертикальною віссю обертання, емпіричний логарифмічний декремент затухання коливань ϑ становить 0,854, коефіцієнт демпфування $n = 7,06$. При неоптимальному заповненні камери АБП (для $V_p = 300$ мл, $k = 1/2$) теоретична оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування за (2.74) становить

$$\omega^* \approx \left(-7,06 + \sqrt{7,06^2 + 54^2 (0,5)^2} \right) / 0,5 \approx 41,6 \text{ с}^{-1} \text{ або } 416 \text{ об/хв.}$$

Для випадку оптимального заповнення ($V_p = 150$ мл, $k = 1$) оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить - $0,66 \cdot 540 \text{ об/хв.} = 356 \text{ об/хв.}$, оскільки за (2.75)

$$\omega_*/\omega_{kp} = \left(-0,854 + \sqrt{0,854^2 + 4} \right) / 2 \approx 0,66.$$

Емпірична оцінка швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить близько $\omega_6 = 1/2 \omega_p$.

Розглянемо ряд відеокадрів (рисунок 3.19), який ілюструє положення рідини в камері автобалансувального пристрою для горизонтальної системи з параметрами: маса імітаційного дисбалансу – 50 г, дисбаланс ротора - 1000 г·см, радіус камери $R = 0,2$ м, об'єм коригувальної рідини становить 100 мл, резонансна швидкість обертання горизонтальної роторної системи ω_p складає 360 об/хв.

Поданий ряд відеокадрів (рис. 3.19) ілюструє зміну якісного стану руху рідини в камері автобалансувального пристрою II зі збільшенням швидкості обертання роторної системи. Рисунок 3.19 а), який відповідає $\omega = 230$ об/хв., показує розташування рідини в камері АБП при четвертому якісному стані руху рідини в автобалансири - включенні коригувальної рідини в обертовий рух системи.

Як показано у розділі 2 швидкість включення рідини в процес обертового руху для горизонтальної роторної системи оцінюється формулою (2.29) при

$$\cos A = 1. \text{ Тому теоретичне значення оцінки складає } \omega_{o1} \cong \sqrt{\frac{9,8 \cdot 1}{0,2 \cdot 0,11}} = 21,13 \text{ с}^{-1}$$

або 211 об/хв. (або за формулою (2.28) – 280 об/хв.). Емпіричне значення оцінки швидкості включення рідини в обертний рух системи – міститься в діапазоні від 220 до 230 об/хв., що складає $2/3 \omega_p$.

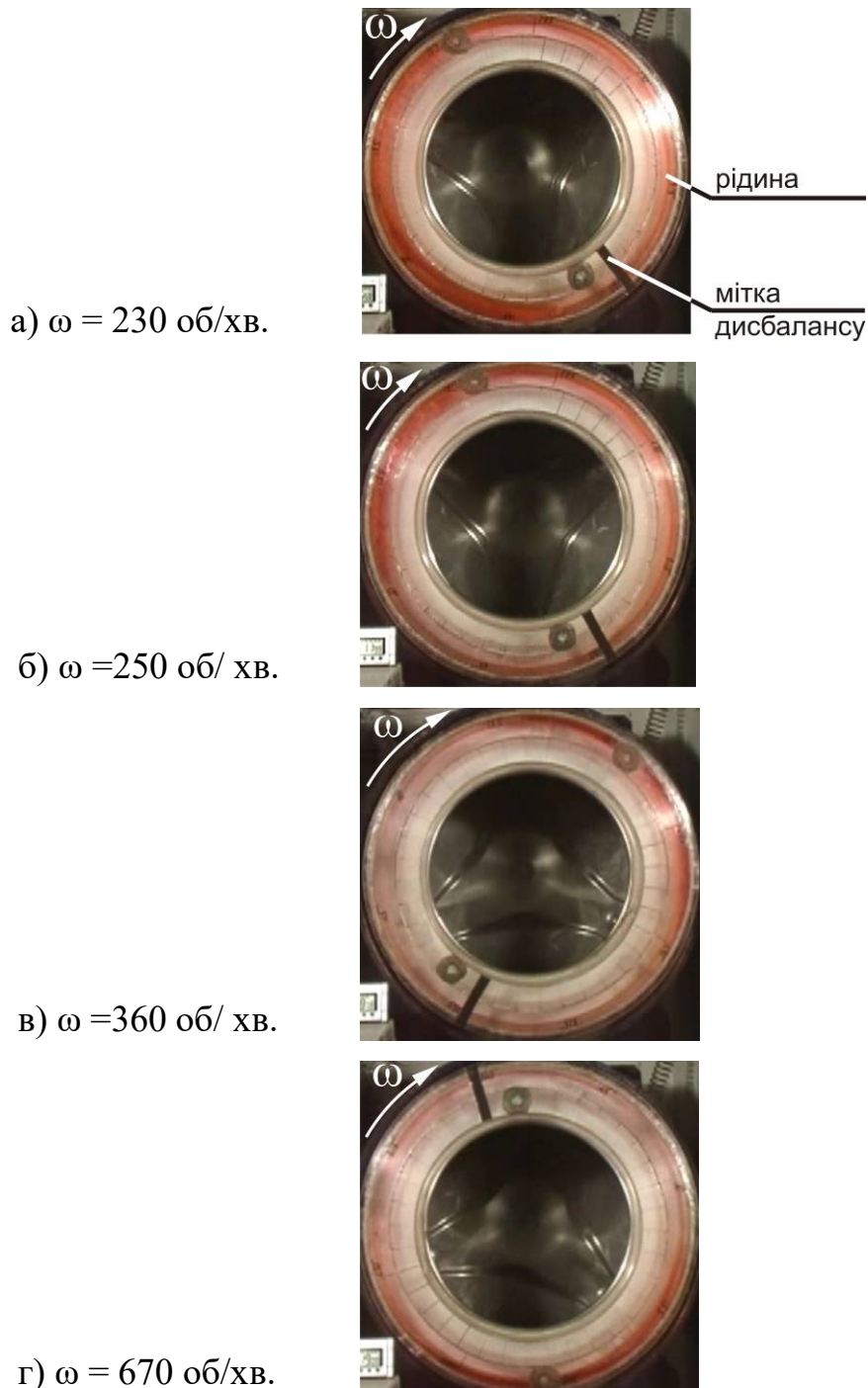


Рисунок 3. 19 – Фотоілюстрація якісного стану руху робочої рідини в камері автобалансувального пристрою II

Рисунок 3.19 б), який відповідає $\omega = 250$ об/хв., показує включення коригувальної рідини в процес ефективного балансування роторної системи (на дорезонансному діапазоні швидкостей обертання). На рисунку 3.19 в), подано відеокадр, який відповідає $\omega = 360$ об/хв. - резонансній швидкості обертання ротора. Розміщення рідини у зарезонансній зоні показано на рис. 3.19 г). Поданий відеокадр відповідає обертанню ротора з швидкістю $\omega = 670$ об/хв. Рисунки 3.19 б) – дорезонансний діапазон, 3.19 в) – резонансний діапазон, 3.19 г) – зарезонансний діапазон кутових швидкостей обертання горизонтальної роторної системи дають можливість спостерігати процес ефективного балансування ротора рідиною – візуально рідина міститься у секторі протилежному до дисбалансу.

Для дослідної установки 3.11, яка моделює роторну систему з горизонтальною віссю обертання, емпіричний логарифмічний декремент затухання - \mathcal{D} - становить 0,725, коефіцієнт демпфування $n = 6,53$, тоді за (2.74) розрахункова нижня межа кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування при неоптимальному заповненні камери АБП ($V_p = 100$ мл, $k = 1/2$) становить $\omega^* \approx \left(-6,53 + \sqrt{6,53^2 + 36^2 (0,5)^2} \right) / 0,5 \approx 25,2 \text{ с}^{-1}$ (252 об/хв.); для випадку оптимального заповнення ($V_p = 50$ мл, $k = 1$) оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить $0,701 \cdot 360$ об/хв. = 252,36 об/хв., оскільки за (2.75) - $\omega_*/\omega_{kp} = \left(-0,725 + \sqrt{0,725^2 + 4} \right) / 2 \approx 0,701$. Емпірична оцінка швидкості включення рідини в процес ефективного балансування наближено становить $\omega_6 = 7/10 \omega_p$.

Аналогічні результати відеофіксації роботи робочої рідини в автобалансири спостерігались в дослідях із різними значеннями кута нахилу осі обертання ротора до горизонту. Починаючи із дорезонансної зони (наближено $0,7 \omega_p$), на резонансі й в зарезонансній зоні рідина прагне встановитись проти дисбалансу і дозрівнової роторну систему.

З аналізу численних відеореzультатів експериментів встановлено, що тенденція руху рідини у напрямку протилежному до дисбалансу спостерігається також за наявності кутового прискорення руху ротора. При зміні (збільшенні) швидкості обертання ротора спостерігається відставання робочої рідини від руху стінки камери автобалансира. Необхідним є час, наближено 5 – 7 с (що відповідає теоретичним значенням часу розподілу швидкості в об'ємі рідини), щоб на сталих обертах балансира коригувальна рідина набула швидкості камери і розмістилась проти дисбалансу.

У ході експериментів визначено, що зміна місця розташування дисбалансу під час роботи призводить до зміни положення робочої рідини в камері автобалансира та дозрівношення ротора. Таким чином, коригувальна рідина відслідковує дисбаланс і прагне зрівноважити його.

При переході через резонанс на вільній поверхні рідини може з'явитись хвильовий процес (рис. 3.20).



а)



б)

Рисунок 3.20 – Фотоілюстрація зони хвилі

Слід відмітити, що процес утворення хвилі та довжина резонансного процесу в часі суттєво збільшуються зі збільшенням об'єму рідини в камері АБП (рис. 3.20 а): $D = 3000 \text{ г}\cdot\text{см}$, $V_p = 150 \text{ мл}$, і б): $D = 3000 \text{ г}\cdot\text{см}$, $V_p = 450 \text{ мл}$.

Аналогічні результати отримано за використання багатокамерних автобалансувальних пристроїв (рис. 3.20 б).

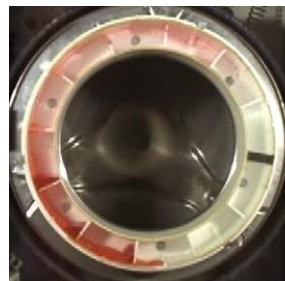
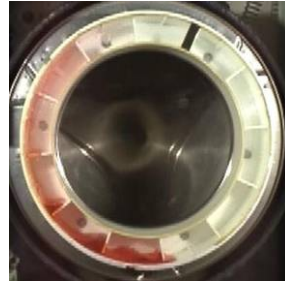
Результати відеоспостереження добре узгоджуються з результатами математичного моделювання хвилеутворення на поверхні рідини в камері АБП, які одержані в розділі 2 цієї роботи.

Для перевірки припущення про те, що конструкція автобалансира з радіальними перегородками (рис. 3.15) зменшує швидкість «залучення» рідини в процес обертowego руху системи і відповідно в процес ефективного балансування, проведено експериментальні дослідження на стенді (рис. 3.17).

Під час відеофіксації руху рідини в камері за показами таймера фіксували час, що дозволило визначити кутову швидкість включення рідини в обертовой рух камерою автобалансира з перегородками (рис. 3.21). Аналогічні дослідження повторювались для двокамерного балансира II.

Порівняння результатів досліджень приводять до висновку: застосування автобалансира з перегородками дозволило зменшити час включення рідини в обертовой рух з 15 до 8 секунд, а отже, зменшити відповідну мінімальну кутову швидкість, за якої відбувається включення рідини в обертовой рух, з $\omega_0 = 230 \text{ об/хв.}$ до $\omega_0 = 180 \text{ об/хв.}$

Конструкція автобалансира з перегородками є системою радіальних секторів кільця, сполучених вузьким каналом, який виконує роль дроселя при переміщенні рідини із одного сектора в інший. Під час розгону роторної системи рідина в основній масі не встигає повернутись в сусідні сектори камери АБП. Радіальні перегородки стримуючи її, змушують рідину обертатись разом із камерою, а тонкий канал біля стінки більшого радіуса дає можливість рідині рівномірно розподіляти по цій стінці камери автобалансира, прискорюючи процес включення рідини в обертовой рух.



$\omega_3=180$ об/хв.



$\omega_3=200$ об/хв.

Рисунок 3.21 – Фотоілюстрація якісного стану руху робочої рідини в камері автобалансира з перегородками

Балансувальна рідина, відкинута до зовнішньої стінки камери, має можливість вільно рухається тонким каналом із одного сектора в інший і встановлюватись навпроти дисбалансу.

Така конструкція дозволяє також зменшити швидкість перетікання рідини і хвильовий процес на поверхні рідини при перехідних режимах (особливо при розгоні ротора), що своєю чергою впливає на швидкість “залучення” рідини в обертовий рух та встановлення її проти дисбалансу.

Слід зазначити, що застосування автобалансира з перегородками зменшує вібрації при розгоні ротора і на резонансі, які очевидно додатково генеруються хвильовими процесами на поверхні рідини. Цей позитивний ефект підсилюється, якщо маса рідини в камері АБП близька до достатньої (оптимальної), тобто дорівнює масі імітаційного дисбалансу. Але й навіть при наповненні камери балансира рідиною більшого об’єму за достатній (оптимальній) ротор значно легше проходить резонанс. У випадку, коли рідина не встигає встановитись проти дисбалансу, то за наявності перегородок вона розподіляється більш рівномірним шаром і має менший вплив на вібрації ротора.

3.4 Оцінка умов виникнення хвильового процесу на поверхні рідини при проходженні ротора через резонанс

За результатами спостережень за рухом коригувальної рідини в камері автобалансирувального пристрою визначено, що хвильовий процес на поверхні рідини суттєво залежить від розвитку резонансного процесу. Залежність між зміною напруги, яка подавалась на двигун роторної установки, і розвитком резонансних процесів є оберненою: чим більша напруга, тим легшим є перехід системи через резонанс.

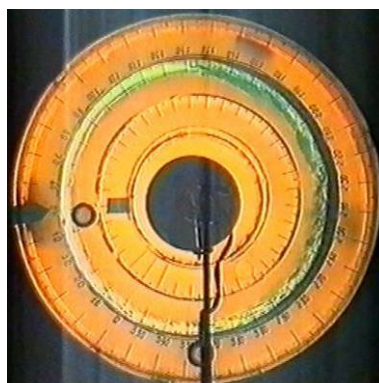
Також слід відмітити такий факт: якщо на двигун подавалась більша напруга, тобто потужність двигуна підвищувалась, то резонансний процес

практично не встигав розвинути і відповідно на вільній поверхні рідини під час цього процесу утворення хвиль не спостерігалось (рис. 3.22 а) і в)).

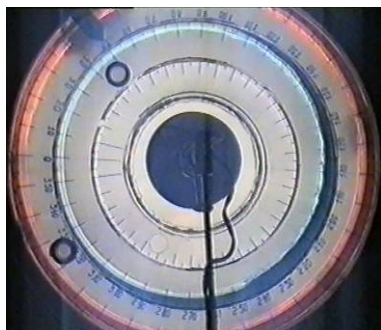
У той самий час, якщо на двигун подавалася невелика напруга, тобто потужність двигуна знижувалася (до достатньої, щоб система могла розганятися), то виникало явище «застрягання» вала і відповідно на вільній поверхні рідини, під час цього процесу, спостерігалось сильне збурення (рис. 3.22 б) і г)).



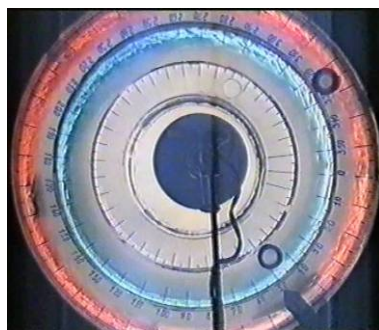
а)



б)



в)



г)

а) $D = 3000$ г·см, $V_p = 150$ мл, потужність на електродвигуні 160 Вт;

б) $D = 3000$ г·см, $V_p = 150$ мл, потужність на електродвигуні 80 Вт;

в) $D = 3000$ г·см, $V_1 = 200$ мл, $V_2 = 250$ мл, потужність на електродвигуні 160 Вт;

г) $D = 3000$ г·см, $V_1 = 200$ мл, $V_2 = 300$ мл, потужність на електродвигуні 80 Вт;

Рисунок 22 – Фотоілюстрація розвитку хвильового процесу на поверхні рідини залежно від потужності на двигуні при переході через резонанс

Для практичного використання рідинних балансувальних пристроїв цікавий такий факт: чим більше рідини в камері, тим більшої необхідно потужності на двигуні, тим більшою утворюється хвиля і тим довший резонансний процес, тому необхідно використовувати умову достатності рідини в АБП, що підтверджує результати, одержані в розділі 2.

Дослідимо залежність виникнення хвильового процесу на поверхні рідини і розмаху коливань при проходженні ротором резонансу від споживаної потужності електродвигуна.

Для вертикальної роторної установки застосовано відеофіксацію руху рідини, для горизонтальної – статистичну обробку емпіричних даних.

Експерименти проводились на дослідних установках, яка моделюють роторну систему з вертикальною і горизонтальною осями обертання (рис. 3.2, 3.11); потужність двигуна установок складає 180 Вт. За допомогою ЛАТР встановлювали фіксовану напругу (220 В) для електродвигуна дослідної установки під час усіх експериментів.

Контроль споживаної потужності електродвигуна здійснювали за допомогою амперметра і вольтметра. Регулювання потужності, що подається на електродвигун, виконували шляхом зміни напруги у колі живлення за допомогою автотрансформатора.

Експериментальні дослідження на горизонтальній дослідній установці (рис. 3.11) проводились в три етапи.

Кроки експериментальних досліджень першого етапу:

- балансування ротора дослідної установки;
- запуск двигуна та фіксація значень напруги, сили струму та розмаху коливань переднього краю барабана при проходженні ротора через резонанс;
- встановлення на роторі імітаційного дисбалансу 500 г·см;
- запуск двигуна та фіксація значень напруги, сили струму та розмаху коливань переднього краю барабана при проходженні ротора через резонанс;
- повтор попередніх кроків з імітаційними дисбалансами ротора 1000, 1500, 2000 та 2500 г·см.

Слід відмітити, що для розглядуваної дослідної установки з імітаційним дисбалансом ротора 2500 г·см потужності електродвигуна недостатньо для проходження через резонанс.

Кроки експериментальних досліджень другого етапу:

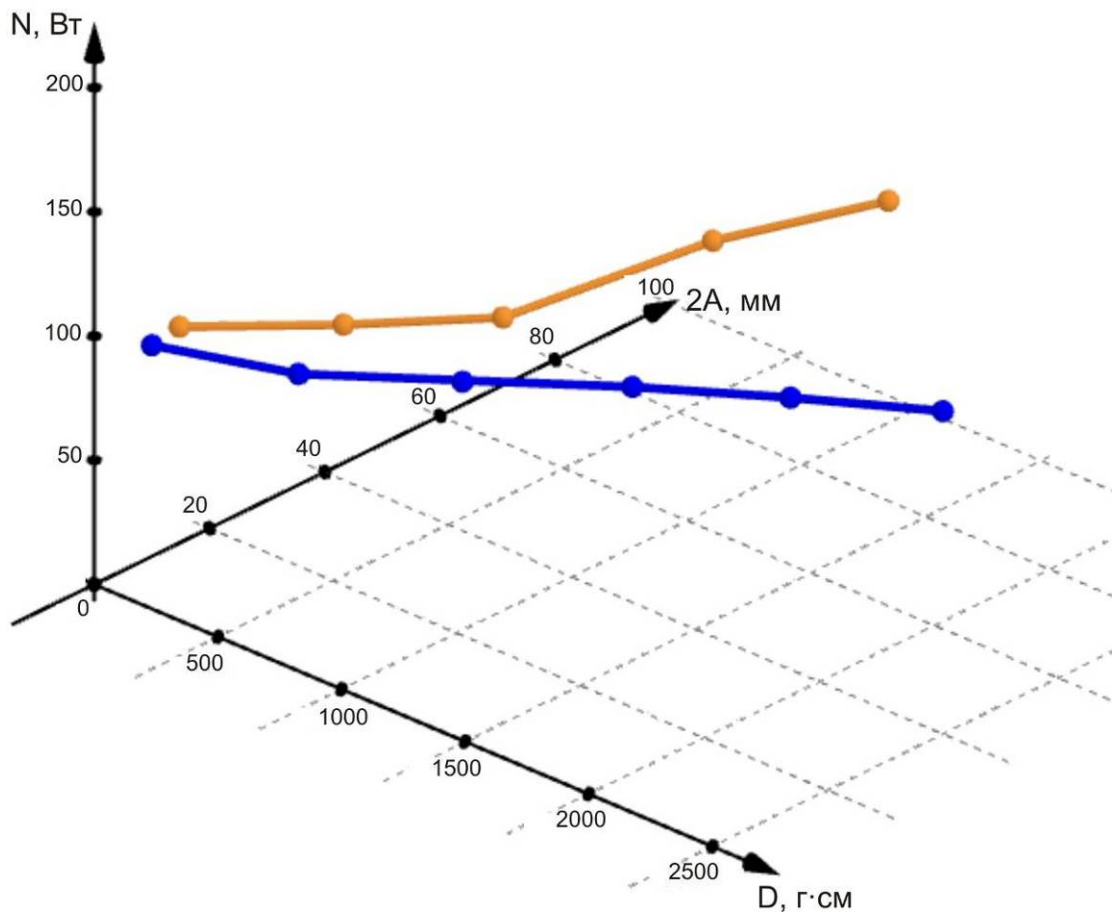
- зрівноваження ротора дослідної установки з автобалансиром без рідини в камері;
- визначення мінімальної напруги, яку необхідно подати на електродвигун установки для виходу ротора на робочі швидкості обертання;
- запис коливань переднього краю ротора на прохід;
- розбалансування ротора додатковим вантажем (імітаційний дисбаланс - 500 г·см);
- визначення мінімальної напруги, яку необхідно подати на електродвигун установки для виходу ротора на робочі швидкості обертання за наявності імітаційного дисбалансу;
- запис коливань переднього краю ротора на прохід;
- повтор попередніх кроків з імітаційними дисбалансами ротора 1000, 1500, 2000 та 2500 г·см.

Кроки експериментальних досліджень третього етапу повторюють алгоритм другого етапу за наявності коригувальної рідини в камері автобалансира об'ємом 50 мл, 100 мл, 150 мл.

Результати досліджень подано в таблиці 3.1 [212] і проілюстровано на рисунку 3.23 для випадку об'єму коригувальної рідини 50 мл.

Таблиця 3.1 - Розмах коливань і споживана потужність електродвигуна при проходженні ротором резонансу

Імітаційний дисбаланс ротора, г·см	Без рідини в балансірі		За наявності рідини в балансірі	
	Розмах коливань, мм	Споживана потужність, Вт	Розмах коливань, мм	Споживана потужність, Вт
0	14	85	10	85
500	21	100	14	90
1000	28	130	21	100
1500	43	150	29	110
2000	52	180	35	120
2500	Не пройшов резонанс		40	130



■ - за наявності рідини в камері АБП

■ - без рідини в камері АБП

Рисунок 3.23 – Залежність споживаної потужності електродвигуна залежно від розвитку резонансного процесу і зміни дисбалансу роторної системи

Аналіз результатів зазначених досліджень дозволяє встановити, що:

- збільшення дисбалансу призводить до збільшення споживання електроенергії;
- контролюючи споживану потужність, існує можливість ідентифікувати виникнення дисбалансу ротора машини, що перевищує наперед задане значення;
- метод рідинного автобалансування ротора дозволяє зменшити споживану потужність електродвигуна до 30 % при виході ротора на робочі оберти;
- розвиток процесу утворення хвиль на поверхні рідини в камері АБП має пряму залежність від напруги, що подається на двигун роторної установки;

- виключити вільну поверхню з коливного процесу можна дотриманням умови достатності рідини в АБП і/або застосуванням автобалансирів з перегородками.

Отже, автоматичне балансування роторів зі змінним дисбалансом є технологією енергозбереження.

Висновки до розділу

Удосконалено експериментальні стенди з експериментальними зразками АБП рідинного типу для дослідних установок, які моделюють роторні системи з віссю обертання різної просторової орієнтації, що дозволило проводити випробування й вимірювати вібрацію за різних режимів роботи за допомогою сучасних вимірювальних приладів і фіксуючих засобів.

За результатами спільної обробки осцилографічних даних і відеозаписів встановлено:

1) при використанні автобалансувальних пристроїв прямої дії з рідинними робочими тілами спостерігається зменшення амплітуд коливань ротора на дорезонансному діапазоні швидкостей обертання ротора, резонансі та на зарезонансному діапазоні. Такий результат отримано для роторів на пружних опорах з вертикальною, горизонтальною віссю обертання і з віссю нахиленою під кутом до лінії горизонту;

2) емпірична оцінка швидкості включення робочої рідини в процес обертового руху:

- для вертикального ротора експериментальної установки міститься в діапазоні від 150 об/хв. до 210 об/хв. (залежно від заповнення камери робочою рідиною: 300 мл, 200 мл, 100 мл), що в середньому становить $\omega_0 = 1/3 \omega_p$. Для об'єму рідини 300 мл емпірична оцінка швидкості складає 180 об/хв., розрахункове значення – наближено 162 об/хв.;

- для горизонтального ротора експериментальної установки при об'ємі рідини 100 мл складає 230 об/хв., розрахункове значення – наближено 221

об/хв. (за формулою (2.29) або за формулою (2.28) – 280 об/хв.), що в середньому становить $\omega_o = 2/3 \omega_p$;

- для ротора експериментальної установки, вісь якого нахилена до лінії горизонту під кутом 45° , при об'ємі рідини 100 мл складає 220 об/хв., розрахункове значення – наближено 186 об/хв. (за формулою (2.29) або за формулою (2.28) – 245 об/хв.), що в середньому становить $\omega_o = 2/3 \omega_p$.

3) кутова швидкість включення рідини в процес ефективного балансування при оптимальному заповненні камери АБП є:

- 356 об/хв. або $6/10$ від резонансної швидкості для вертикальної роторної системи (емпірична оцінка складає – 400 об/хв.);

- 252,36 об/хв. або $7/10$ від резонансної швидкості для горизонтальної роторної системи і системи з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту, (емпірична оцінка складає – 250 об/хв.);

4) звужити зону «залучення» рідини в рух системи для горизонтального ротора і ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту, запропоновано застосуванням конструкції АБП з перегородками, що дозволило:

- зменшити час включення рідини майже вдвічі (з 15 до 8 секунд), а також зменшити мінімальну кутову швидкість, за якої відбувається включення рідини в обертовий рух, до $1/2$ від резонансної швидкості (з $\omega_o=230$ об/хв. до $\omega_o=180$ об/хв.);

- зменшити вібрації при розгоні ротора і на резонансі, які очевидно додатково генеруються хвильовими процесами на поверхні рідини. Цей позитивний ефект підсилюється, якщо маса рідини в камері АБП близька до достатньої;

5) розвиток процесу утворення хвиль на поверхні рідини в камері АБП має пряму залежність від напруги, що подається на двигун роторної установки; виключити вільну поверхню з коливного процесу можна дотриманням умови достатності рідини в АБП;

б) використання рідинного автобалансира для роторів зі змінним дисбалансом дозволяє зменшити споживану потужність електродвигуна до 30% при виході ротора на робочі оберти, а тому є енергозберігальною технологією.

РОЗДІЛ 4 ОЦІНЮВАННЯ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННОГО ПРИСТРОЮ ПРЯМОЇ ДІЇ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ РОТОРА

У [16] одержана аналітична залежність ефективності автоматичного балансування від деяких параметрів системи вертикальний вал-АБП-рідина, що дозволило розробити науково-методичний апарат розрахунку АБП з рідинними робочими тілами. Критерієм оптимальності конструктивних параметрів балансира (а саме: відношення початкового дисбалансу до дисбалансу рідини і відносних розмірів АБП) є максимум коефіцієнта ефективності автобалансування. У розділі 2 цієї роботи на основі теорії екстремальних задач з параметром науково обґрунтовано цей критерій оптимальності: максимальна ефективність балансування досягається, коли відношення величин дисбалансу коригувальної рідини і дисбалансу ротора прямує до одиниці.

У цьому розділі подано результати розробки методу визначення оптимальних параметрів рідинного автобалансира прямої дії за рахунок введення додаткових нових критеріїв оптимальності: зменшення діапазону кутових швидкостей залучення робочої рідини в обертний рух; зменшення діапазону кутових швидкостей залучення робочої рідини в процес балансування; зменшення ширини зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості. Таким чином, враховані нові параметри для розрахунку рідинного АБП: просторове положення осі роторної системи; фізичні властивості робочої рідини (в'язкість і густина), форма вільної поверхні рідини залежно від кута нахилу осі обертання роторної системи та відношення поточної кутової швидкості до критичної (докритичний діапазон, закритичний, діапазон критичних кутових швидкостей). Основними критеріями є: максимум функції ефективності процесу зрівноваження і достатність об'єму робочої рідини в камері АБП.

Розроблений метод визначення оптимальних параметрів рідинного АБП був застосований для розрахунково-експериментального оцінювання ефективності роботи експериментальних зразків рідинних пристроїв автоматичного балансування.

4.1 Метод визначення оптимальних параметрів рідинного автобалансира

На основі побудованих математичних моделей руху робочої рідини в камері АБП розроблено метод визначення оптимальних конструктивних параметрів автобалансирувального пристрою.

Вхідними даними для розрахунку параметрів балансира є:

D_0 (e_0) – максимально можливий при експлуатації дисбаланс (ексцентриситет), г·см;

$k_{\text{запасу}} = 1,1 \div 1,25$ – коефіцієнт запасу енергоємності АБП;

ρ – густина рідини, що заповнює камеру, г/см³;

μ – динамічна в'язкість рідини, що заповнює камеру, кг/см·с;

R – радіус камери, см або h – висота камери, см;

\mathcal{D} – логарифмічний декремент затухання коливань;

n – коефіцієнт демпфування ротора;

A – кут нахилу осі роторної системи до лінії горизонту;

$\omega_0/\omega_{\text{кр}}$ – відносна кутова швидкість «залучення» рідини в рух;

$\omega_0/\omega_{\text{кр}}$ – відносна кутова швидкість «залучення» рідини в балансувальний процес;

$\omega/\omega_{\text{кр}}$ – відносна поточна кутова швидкість обертання роторної системи.

Вихідними даними є оптимальні параметри рідинного автобалансира для заданої роторної системи, а саме: геометричні розміри камери балансувального пристрою, ємність АБП, в'язкість коригувальної рідини (ν – кінематична в'язкість рідини см²/с); обчислені значення: критичної кутової швидкості, фазового кута відставання площини прогину від площини дисбалансу системи.

За аналітичними залежностями, розглянутими та виведеними в розділі 2, пропонується визначення таких проміжних даних: за узагальненим рівнянням вільної поверхні рідини (2.1) – величини радіуса вільної поверхні рідини;

$$f = e_c \cos \delta \left[\frac{\cos \varphi \omega_{\text{кр}}^2}{\omega_{\text{кр}}^2 - \omega^2} - 1 \right] \quad - \quad \text{прогину ротора}; \quad e = \frac{m}{(M + m)} \cdot \frac{R_0^2}{R^2 - R_0^2} \cdot f \quad -$$

ексцентриситету рідини; розв'язок рівняння (2.73)

$\alpha^* = \pi - \arccos(\sin^2 \delta + \cos \delta \sqrt{k^2 - \sin^2 \delta})$ - значення кута для стану

рівноваги рідини; $e_c = \sqrt{e^2 + 2e_0 \cos \alpha + e_0^2}$ - ексцентриситету роторної системи,

та ін. Основою розрахунку оптимальних параметрів автобалансира рідинного типу для заданої роторної системи є початкові і проміжні дані. Критеріями оптимальності конструктивних параметрів є:

- мінімум оцінки швидкості залучення рідини в обертний рух для вертикальної роторної системи (2.56) - $\omega_o = \sqrt{\frac{\pi g h^2}{V}}$;

- мінімум оцінки часу залучення рідини в обертний рух для вертикальної роторної системи (2.75) - $\tau_1 = \tau_{\max} = \frac{(R - R_0)^2}{3,9^2 \cdot \nu}$;

- мінімум оцінки швидкості залучення рідини в обертний рух для роторної системи з віссю нахиленою під кутом до лінії горизонту (2.27), (2.29):

$$\omega_{o1} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R \cdot \mu}} ; \quad \omega_{o2} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R}} ; \quad \omega_o = \max(\omega_{o1}, \omega_{o2}) \quad \text{або}$$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{\pi g h \cdot \left(\frac{1}{2} (h \cdot \sin A + R \cdot \cos A) - h \right)}{V}} ;$$

- мінімум діапазону зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості

$$(2.39) - \alpha = \frac{2m}{M + m} \cdot \frac{1}{1 + (R/R_0)^2} ;$$

- максимум функції ефективності автобалансування (2.77) -

$$\lambda^* = \frac{k}{\sqrt{k^2 + \cos 2\delta + 2 \cos \delta \cdot \sqrt{k^2 - \sin^2 \delta}}} .$$

Основна ідея методу полягає у розв'язанні ряду оптимізаційних задач з різними цільовими функціями для заданого діапазону кутових швидкостей ($\omega/\omega_{кр} < 1$ – докритичний, $\omega/\omega_{кр} = 1$ – критичний, $\omega/\omega_{кр} > 1$ – за критичний) [209, 213]:

- для роторної системи з вертикальною віссю обертання: задаючи величину радіуса камери АБП, як максимально можливу за конструкцією машини, розраховуємо оптимальне співвідношення геометричних параметрів автобалансира, при якому досягається мінімум функції (2.7) за умови розрахованого значення радіуса вільної поверхні рідини за (2.1) для $A = 90^\circ$; за алгоритмом визначення оптимального заповнення камери балансира рідиною заданої густини визначаємо ємність, запас ємності автобалансира (в основі лежать критерії: мінімум діапазону зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості (2.69) і максимум функції ефективності автобалансування (2.77); оптимальний підбір в'язкої рідини для системи із заданими і розрахованими параметрами, при якому досягається мінімум оцінки часу залучення рідини в обертовий рух для вертикальної роторної системи (2.26);

- для роторної системи з віссю обертання, нахиленою під кутом до лінії горизонту: задаючи величину висоти камери АБП, як мінімально можливу за конструкцією машини, розраховуємо оптимальне співвідношення геометричних параметрів автобалансира, при якому досягається мінімум оцінки швидкості залучення рідини в обертовий рух для роторної системи з віссю нахиленою під кутом до лінії горизонту (2.27), (2.29) за умови розрахованого значення радіуса вільної поверхні рідини за (2.1) для заданого A ; за алгоритмом визначення оптимального заповнення камери балансира рідиною заданої густини визначаємо ємність, запас ємності автобалансира (в основі лежать критерії: мінімум діапазону зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості (2.69) і максимум функції ефективності автобалансування (2.77).

Запропонований метод дозволяє розв'язувати прикладні задачі підбору оптимальних параметрів рідинного АБП для заданої роторної системи, визначати вплив зміни параметрів системи ротор – АБП – рідина на ефективність процесу балансування.

Блок-схема розрахунку коефіцієнта ефективності подана на рис. 4.1.

На основі теорії екстремальних задач з параметром доведено, що найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини, яка бере участь у балансуванні, є близькою до початкової величини дисбалансу

ротора. В машинах із змінним дисбалансом ротора неможливо передбачити величину незрівноваженості під час виконання кожної технологічної операції. Тому об'єм рідини в камері повинен бути таким, що зможе зрівноважити найбільший можливий дисбаланс.

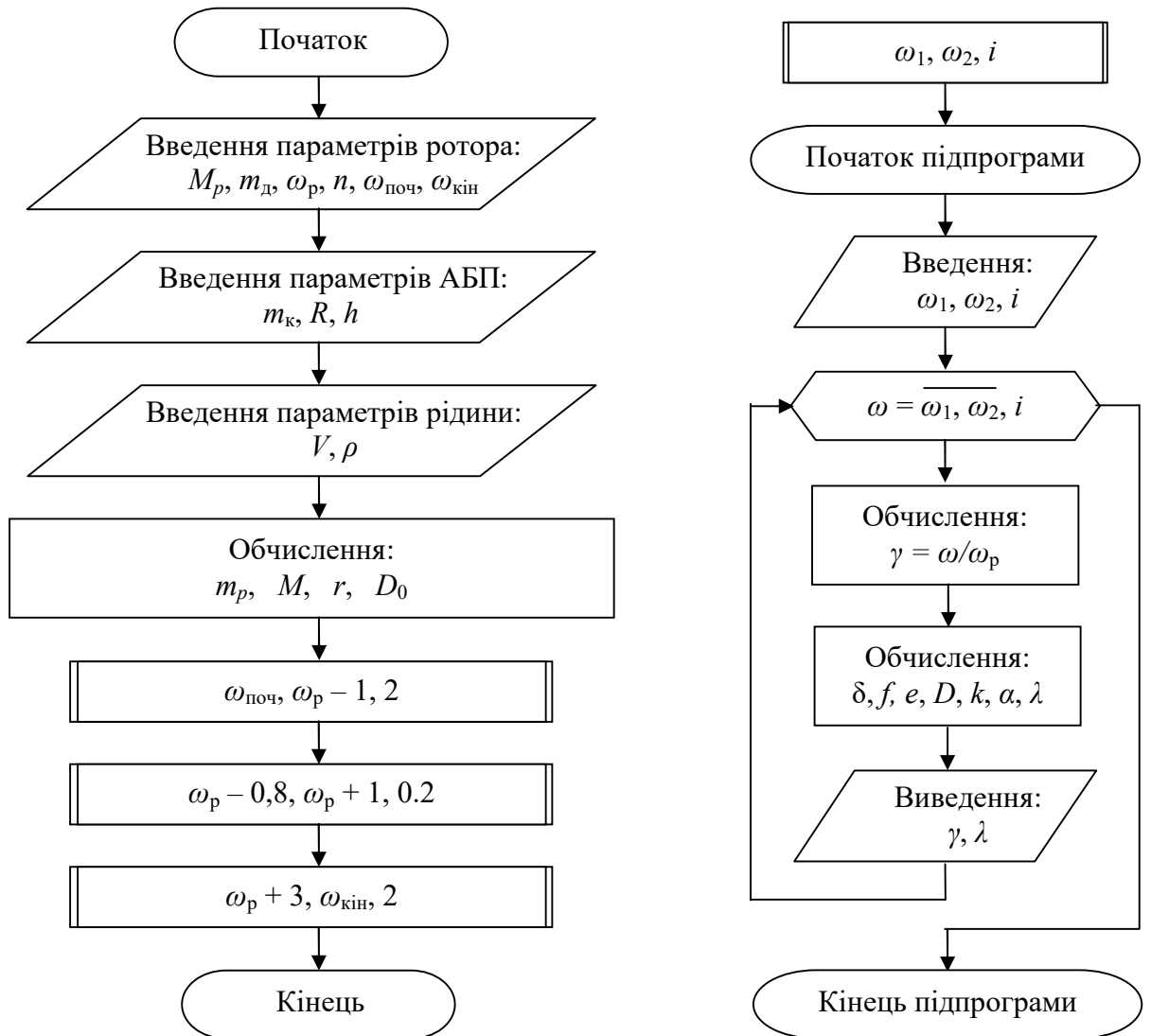


Рисунок 4.1 - Блок-схема розрахунку коефіцієнта ефективності балансування вертикального ротора рідинним АБП

Енергоємність (величина балансувальної сили) автобалансира дорівнює дисбалансу коригувальної рідини. Для визначення енергоємності, запасу енергоємності АБП, підбору коригувальної рідини за фізичними властивостями

використано алгоритм визначення оптимального заповнення камери АБП рідиною, при якому досягається максимум коефіцієнта ефективності роботи рідинного автобалансира (рис. 4.2).

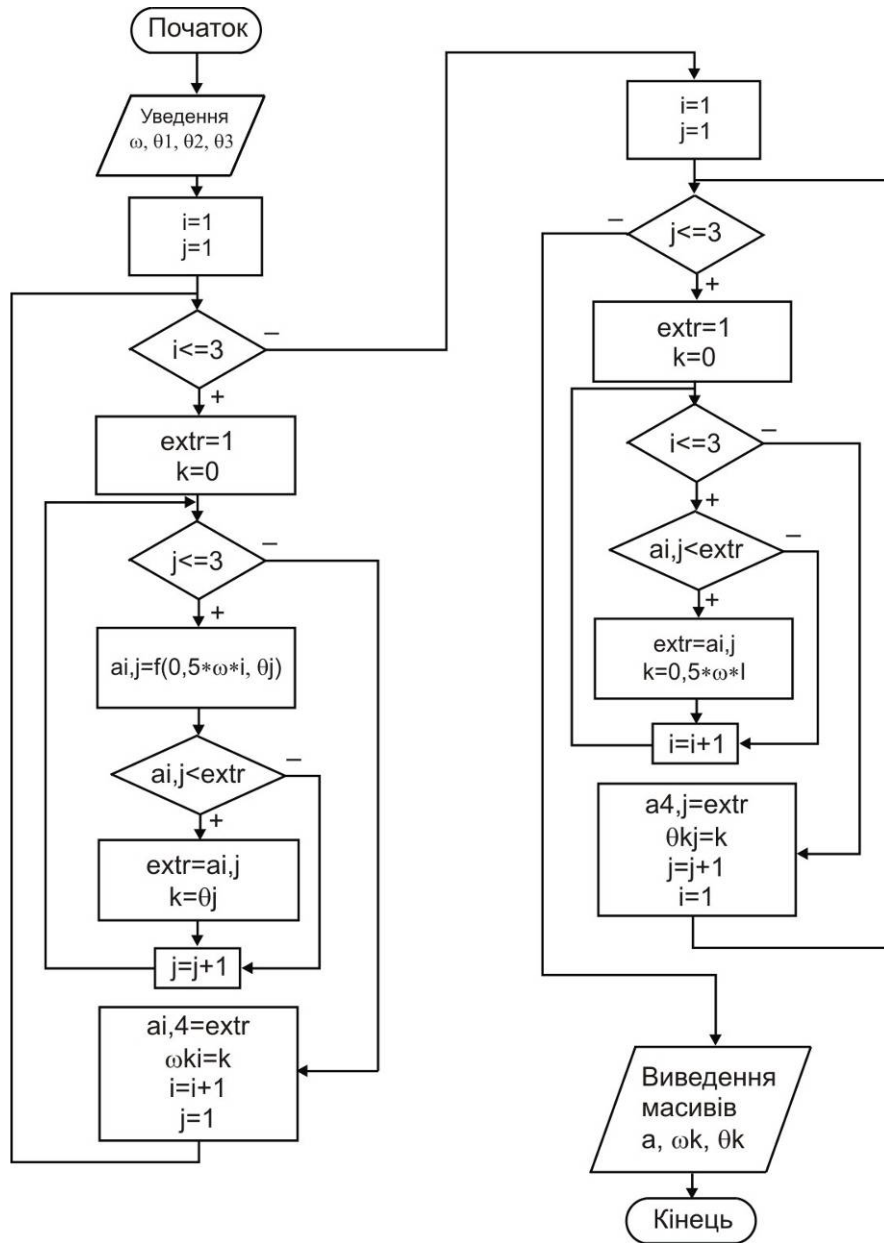


Рисунок 4.2 – Алгоритм визначення оптимальних параметрів

Завищувати запас енергоємності автобалансира не має сенсу, оскільки це призведе до збільшення розмірів і ваги пристрою, нестабільної роботи при

переході ротора через резонанс (що доведено результатами теоретичного і експериментального дослідження, викладеними в попередніх розділах).

Розроблений метод є добре алгоритмованим. Для його реалізації розроблено програмне забезпечення. Програмування здійснювалось за допомогою C++ у середовищі microsoft visual studio (Додаток Б) [213].

Інтерфейс робочого вікна для прикладних програм подано на рис. 4.3.

The screenshot shows a software window titled "Програма" with the following layout:

- Input Parameters:**
 - Маса ротора, кг: 0,00000
 - Маса камери АБП, кг: 0,00000
 - Маса дисбалансу, кг: 0,00000
 - Резонансна кутова швидкість ротора, рад/с: 0,00000
 - Зовнішній радіус камери АБП, м: 0,00000
 - Ексцентриситет дисбалансу, м: 0,00000
 - Густина рідини, кг/м³: 0,00000
 - Об'єм рідини, м³: 0,00000
 - Кутова швидкість ротора, рад/с: 0,00000
 - Логарифмічний декремент затухання: 0,00000
 - Висота камери, м: 0,00000
- Обчислені параметри (Calculated Parameters):**
 - Маса рідини: 0,00000
 - Дисбаланс рідини: 0,00000
 - Ексцентриситет рідини: 0,00000
 - Радіус вільної поверхні рідини: 0,00000
 - Ефективність балансування: 0,00000
 - Маса системи: 0,00000
 - Дисбаланс ротора: 0,00000
 - Прогин ротора: 0,00000
 - Положення рівноваги рідини: 0,00000
 - Фазовий кут: 0,00000
- Control Panel:**
 - Оптимальна кутова швидкість: [field]
 - Оптимальний об'єм рідини: [field]
 - Оптимальний радіус камери: [field]
 - Оптимальна висота камери: [field]
 - Оптимальна густина рідини: [field]
 - Діапазон кутової швидкості ротора, рад/с: 0,00000 - 0,00000
 - Крок: 0,0001
 - Оптимальна кутова швидкість: [field]
 - Buttons: "Обчислити", "Графік"

Рисунок 4.3 - Вигляд робочого вікна програми із зазначенням панелі даних, проміжних даних і результатів моделювання

4.2 Верифікація методу визначення оптимальних параметрів АБП

Перевірка адекватності математичних залежностей, одержаних в розділі 2 і верифікація програмного забезпечення для розрахунку оптимальних параметрів АБП полягає у співставленні значень коефіцієнта ефективності балансування, одержаного теоретичними розрахунками і визначеного експериментально як відношення амплітуд коливань верхнього краю барабана дослідної установки без рідини в АБП і з рідиною на основі обробки

осцилографічних даних. Випробування здійснювались на дослідній установці з експериментальним зразком автобалансувального пристрою I у два етапи.

На першому етапі за допомогою програми розрахунку параметрів автобалансира за вхідними даними:

$$D_0 = 2000 \text{ г}\cdot\text{см};$$

$$k_{\text{запасу}} = 1,15;$$

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3 \text{ (вода прісна);}$$

$$R = 20, \text{ см або } h = 5, \text{ см};$$

$$\mathcal{G} = 0,784;$$

$$n = 7,06;$$

роторна система з вертикальною віссю обертання:

$$\omega_z/\omega_{\text{кр}} = 2/5;$$

$$\omega_b/\omega_{\text{кр}} = 1/2;$$

$$\omega_{\text{роб}}/\omega_{\text{кр}} = 4/3$$

Визначено оптимальний об'єм рідини ≈ 100 мл.

На другому етапі в дослідну установку з експериментальним зразком I вводився дисбаланс, рівний 2000 г·см; за допомогою технічного шприца в камеру АБП радіуса 20 см подавалася рідина в кількості 100 мл; ротору надавалось обертання; здійснювався запис коливань верхнього краю барабана. За осцилографічними записами визначався розмах коливань системи (до прикладу, подані на рис. 4.4). Далі розраховувався емпіричний коефіцієнт ефективності автоматичного балансування, як відношення розмаху коливань ротора без рідини в камері АБП до значення амплітуди коливань при заповненій рідиною камері.

На рис. 4.4 подано фрагменти осцилограм записів коливань верхнього краю барабана з автобалансиром для вертикально розташованого ротора на прохід від 0 об/хв. до робочих швидкостей обертання ротора 842 об/хв. (резонансна швидкість 572 об/хв.) без рідини і з заповненням камери водою прісною (об'ємом 100 мл) (рис. 4.4). На рисунку визначено резонансну зону швидкостей обертання ротора.

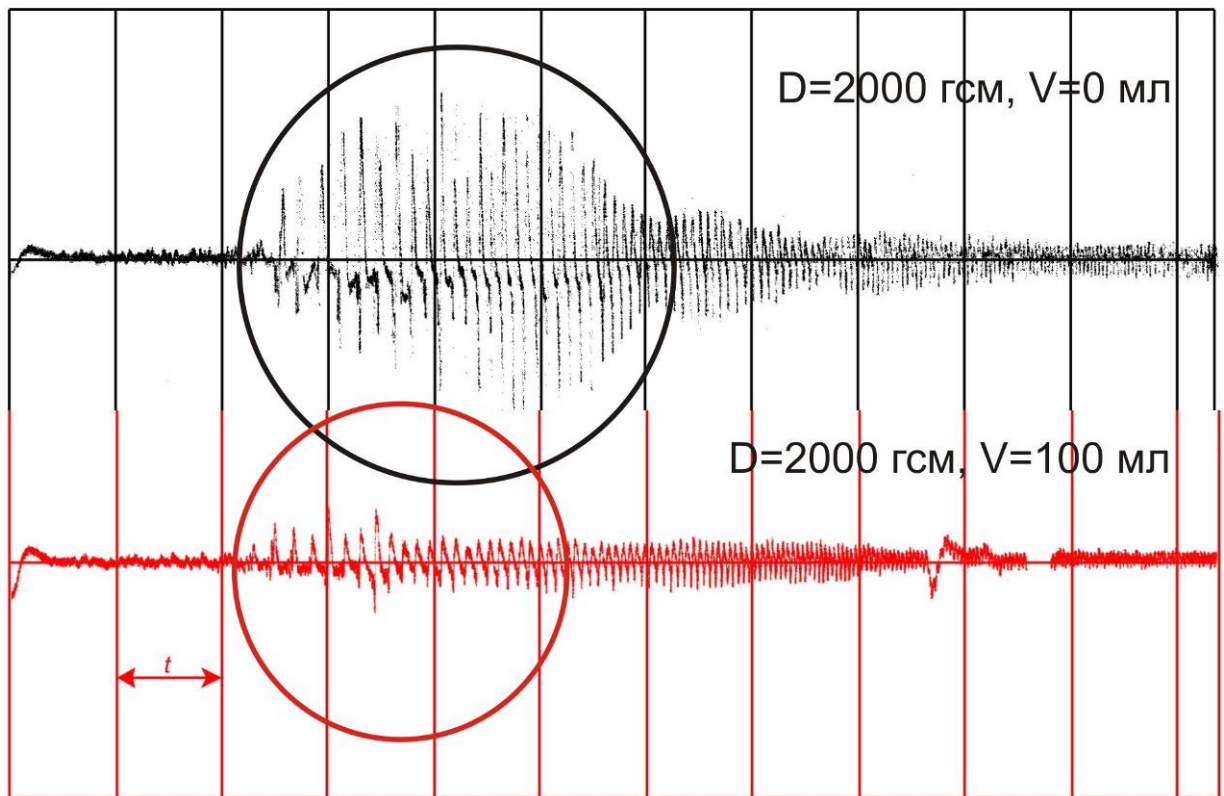


Рисунок 4.4 - Фрагменти осцилограм записів коливань верхнього краю барабана при виході на робочу кутову швидкість обертання [16]

Усереднені значення коефіцієнтів ефективності балансування ротора рідинним автобалансиром, обчислені теоретично і знайдені експериментально, відрізняються не більше ніж на 15 %.

4.3 Чинники, що впливають на точність та ефективність балансування при використанні рідини як коригувальної маси

В дослідженнях експериментальних моделей роторів з рідинними автобалансувальними пристроями ставилась задача перевірити деякі теоретичні положення. Зокрема, експериментально підтвердити гіпотези:

1) про існування достатнього об'єму робочої рідини для зрівноваження системи. Покажемо, що амплітуда коливань ротора й ефективність

автоматичного балансування не залежать від маси рідини в резервуарі при виконанні умови її достатності;

2) про залежність амплітуди коливань ротора від маси рідини при невиконанні умови її достатності.

3) про вплив в'язкості робочих рідин на точність автобалансування;

4) про існування зв'язку між ефективністю балансування і геометричними параметрами камери автобалансира;

5) про те, що рідинне автобалансування для роторів з горизонтальною віссю і роторів із віссю нахиленою під кутом до лінії горизонту є менш ефективним ніж для вертикальних роторів;

б) про шляхи підвищення ефективності балансування: застосування багатокамерного автобалансира; застосування автобалансира з перегородками.

Дослідження проводились на дослідних установках з експериментальними зразками автобалансувальних пристроїв I, II і АБП з перегородками, описаними в розділі 3, з різними масами штучних (імітаційних) дисбалансів в діапазоні від 50 г до 250 г з кроком 50 г, з різними радіусами камер автобалансира I ($R = 200; 150; 100$ мм) і автобалансира II ($R = 200; 175$ мм) і різним заповненням камер рідиною (від 0 г до 350 г з кроком 50 г). Імітаційні дисбаланси встановлювались майже в площині розташування камери автобалансира. Досліджуваний діапазон швидкостей обертання ротора становив 0 – 840 об/хв. Попередньо перед серією експериментів проводилось динамічне добалансування роторів дослідних установок на місці (у власних опорах) за методикою Додатку А.

Для детальних досліджень роботи автобалансира робились витримки на 5–10 с в дорезонансній, резонансній і зарезонансній зонах обертання ротора. Для кожного випадку будувалась амплітудно-частотна характеристика коливань верхнього (переднього) краю барабана. Після чого розраховувалась емпірична ефективність балансування як відношення амплітуди коливань без рідини і з рідиною.

4.3.1 Експериментальне доведення гіпотези про існування достатнього об'єму рідини для ефективного балансування роторної системи

Експериментально перевірявся вплив об'єму рідини в камері автобалансира на амплітуду коливань і відповідно на ефективність балансування для різних значень імітаційних дисбалансів ротора. Підтверджений теоретичний висновок про те, що при виконанні умови достатності рідини в камері подальше додавання її в камеру не призводить до підвищення точності балансування.

Теоретично доведено, що найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини, яка бере участь у балансуванні, є близькою до початкової величини дисбалансу ротора.

Для перевірки цього твердження проведено дослідження на установках, що моделюють ротор з вертикальною, горизонтальною віссю і віссю, нахиленою під кутом до горизонту за такими етапами.

Етап 1. Проведення досліджень на дослідній установці з вертикальною віссю обертання при імітаційному дисбалансі ротора $D = 2000$ г·см. Окремо в кожену камеру АБП І ($R = 200$ мм; 150 мм; 100 мм) за допомогою мірного шприца подавалася прісна вода дозованими порціями по 50 мл. Після кожної зміни об'єму рідини здійснювався запис вібрацій верхнього краю барабана при його русі. За результатами замірів побудовано графічні залежності амплітуди коливань ротора від об'єму рідини в камері автобалансира рис. 4.5–4.8.

Аналіз рисунків 4.5–4.8 вказує на те, що для вертикальної роторної установки на всьому діапазоні кутових швидкостей руху системи:

1) існує достатній об'єм робочої рідини для зрівноваження системи, який наближено створює дисбаланс рівний дисбалансу ротора: для камери радіуса 200 мм він становить 100 мл, для камери радіуса 150 мм – $150 - 200$ мл і для камери радіуса 100 мм – $150 - 200$ мл при масі дисбалансу 150 г;

2) амплітуди коливань ротора збільшуються при невиконанні умови достатності рідини;

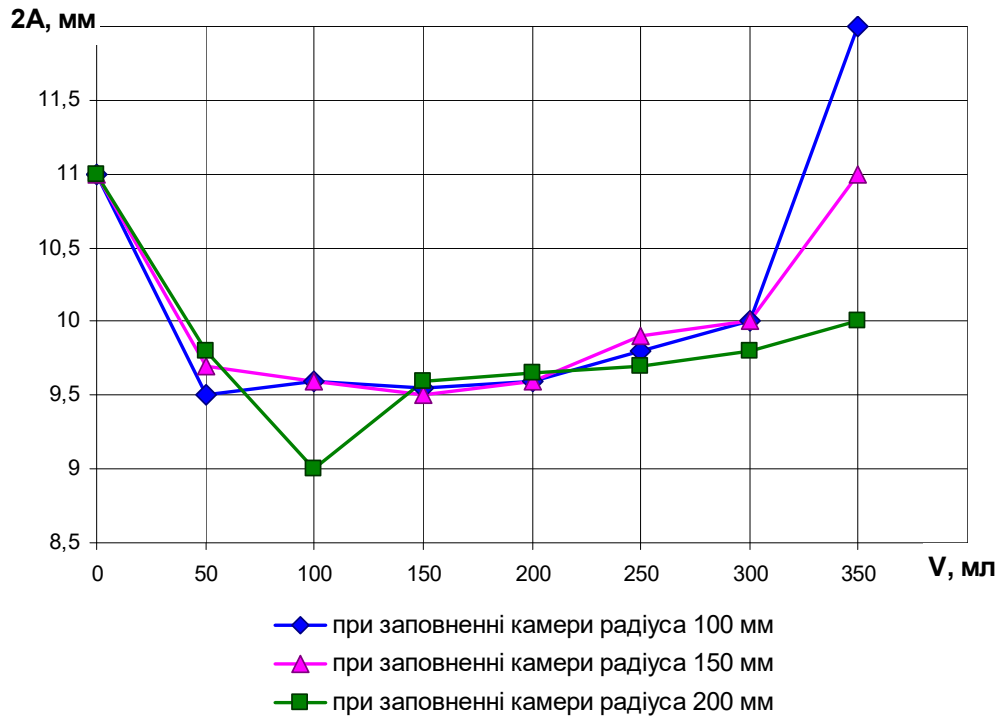


Рисунок 4.5 - Амплітуди коливань верхнього краю барабана за різних об'ємів робочої рідини в АБП I при відносних кутових швидкостях обертання $0,6\omega_p$ (дорезонансний режим, початок ефективного балансування)

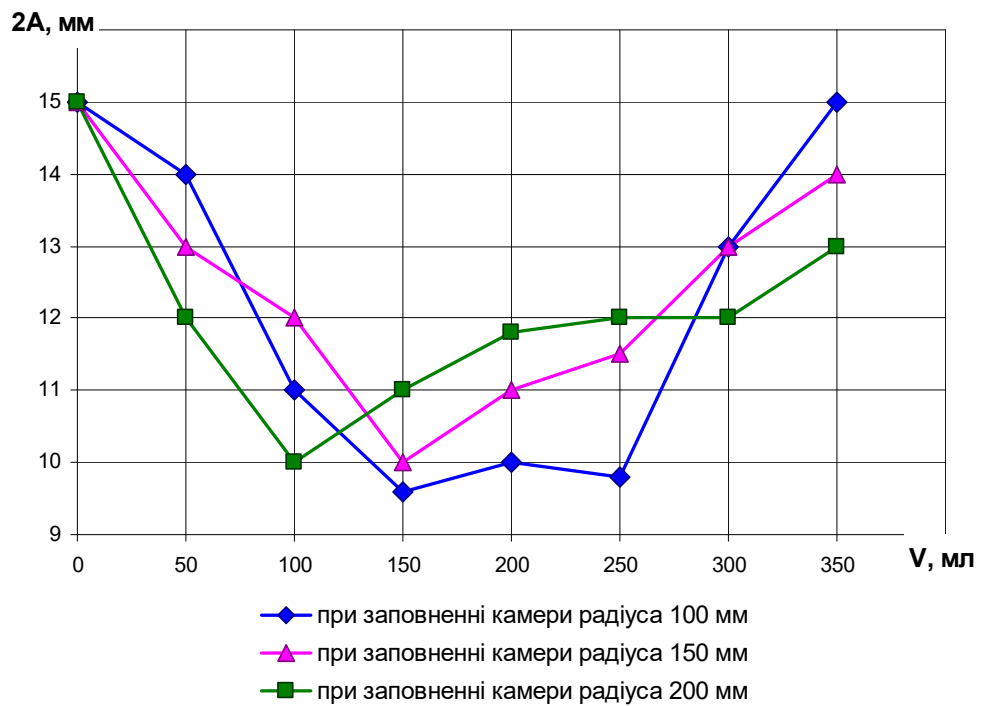


Рисунок 4.6 - Амплітуди коливань верхнього краю барабана за різних об'ємів робочої рідини в АБП I при відносних кутових швидкостях обертання $0,8\omega_p$ (дорезонансний режим, ефективне балансування)

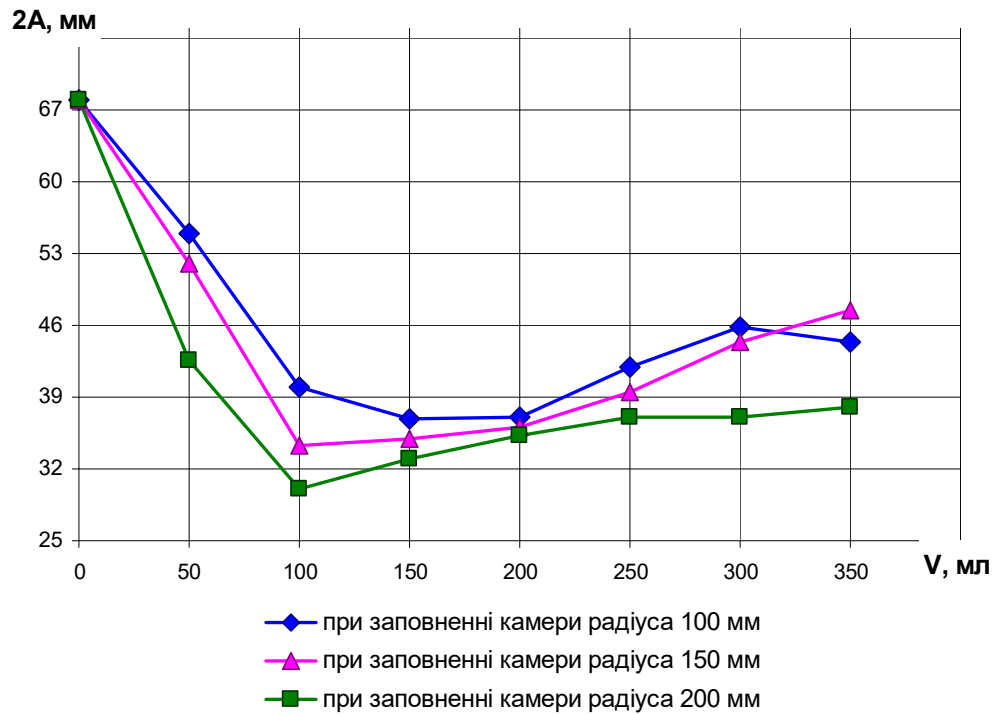


Рисунок 4.7 - Амплітуди коливань верхнього краю барабана за різних об'ємів робочої рідини в АБП I при переході через резонанс ω_p

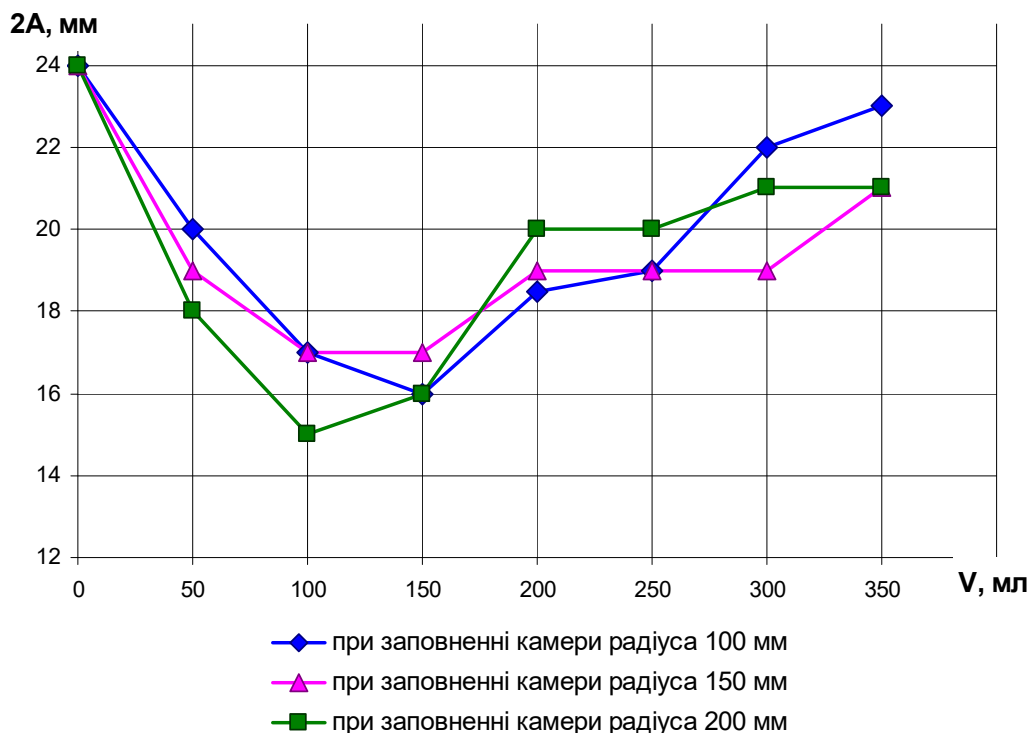


Рисунок 4.8 - Амплітуди коливань верхнього краю барабана за різних об'ємів робочої рідини в АБП I при відносних кутових швидкостях обертання $1,2\omega_p$ (зарезонансний режим)

3) ефективність рідинного балансування очевидна (значення розмаху коливань верхнього краю барабана, що відповідають $V = 0$ мл, значно зменшуються при додаванні рідини).

Результати теоретичних розрахунків достатнього об'єму води прісної для заданих параметрів роторної системи складають: 115 мл, 145 мл, 210 мл для $R = 200$ мм; 150 мм; 100 мм, відповідно.

Аналіз результатів досліджень, які містяться в таблиці 4.2, дають можливість зробити висновок, що при виконанні достатності об'єму коригувальної рідини спостерігається ефективне балансування на всьому діапазоні досліджуваних кутових швидкостей обертання вертикальної роторної системи, а тенденція зростання ефективності балансування в околі резонансу зберігається для досліджень з різними камерами АБП I. Тобто, амплітуда коливань ротора й ефективність автоматичного балансування не залежать від маси рідини в резервуарі при виконанні умови її достатності.

Таблиця 4.2 – Значення усереднених емпіричних коефіцієнтів ефективності балансування при оптимальному заповненні різних за радіусом камер автобалансира I

Відносна швидкість обертання ротора	Емпіричний коефіцієнт ефективності балансування		
	з використанням камери радіуса 200 мм	з використанням камери радіуса 150 мм	з використанням камери радіуса 100 мм
$0,6\omega_p$	1,11	1,05	1,05
$0,8\omega_p$	1,5	1,5	1,5
$1\omega_p$	2,27	2,11	1,88
$1,2\omega_p$	1,6	1,41	1,41

Аналогічні результати одержані при дослідженнях з імітаційними дисбалансами 1000 г·см і 3000 г·см.

Етап 2. Дослідження впливу об'єму рідини в камері на амплітуду коливань горизонтального ротора проводилося з використанням однієї камери пристрою П.

Методика проведення експериментів в цьому випадку містила два кроки.

Перший - контрольний - зняття амплітудно-частотної характеристики коливань ротора при обертанні ротора без рідини в камері. На другому - в камеру за допомогою мірного шприца подавалася рідина дозованими порціями по 25 г; замірялась амплітуда коливань переднього краю барабана установки.

За результатами замірів побудована графічна залежність амплітуди коливань ротора від маси рідини в камері (рис. 4.9). У дослідах, в яких початковий (імітаційний) дисбаланс ротора складав 1000 г·см, після додавання рідини, понад 50 г спостерігалася стабілізація амплітуди коливань системи незалежно від подальшого додавання рідини.

Досліди, були повторені при початковому імітаційному дисбалансі ротора, що дорівнює 500 г·см і 250 г·см. При цьому отримано, що зі зменшенням початкового дисбалансу ротора зменшується значення маси рідини в камері, при якому відбувається стабілізація амплітуди коливань ротора, не дивлячись на подальше додавання рідини.

Теоретичні розрахунки показують, що ця стабілізація амплітуди коливань ротора, настає при виконанні умови достатності рідини в камері.

Таким чином, доведено, що ефективність зменшення амплітуди коливань, а разом з нею ефективність і точність балансування залежать від маси рідини в камері при невиконанні умови достатності її.

При виконанні умови достатності ефективність і точність балансування не залежить від маси рідини в камері.

Таким чином, можна стверджувати, що існує оптимальний (достатній) об'єм (при початковому дисбалансі 1000 г·см – 50 мл) заповнення камери АБП, при якому спостерігається найбільша ефективність автоматичного балансування горизонтального ротора рідиною. Достатня маса рідини близька

до незрівноваженої маси ротора. Це повністю узгоджується з висновками теоретичного дослідження.

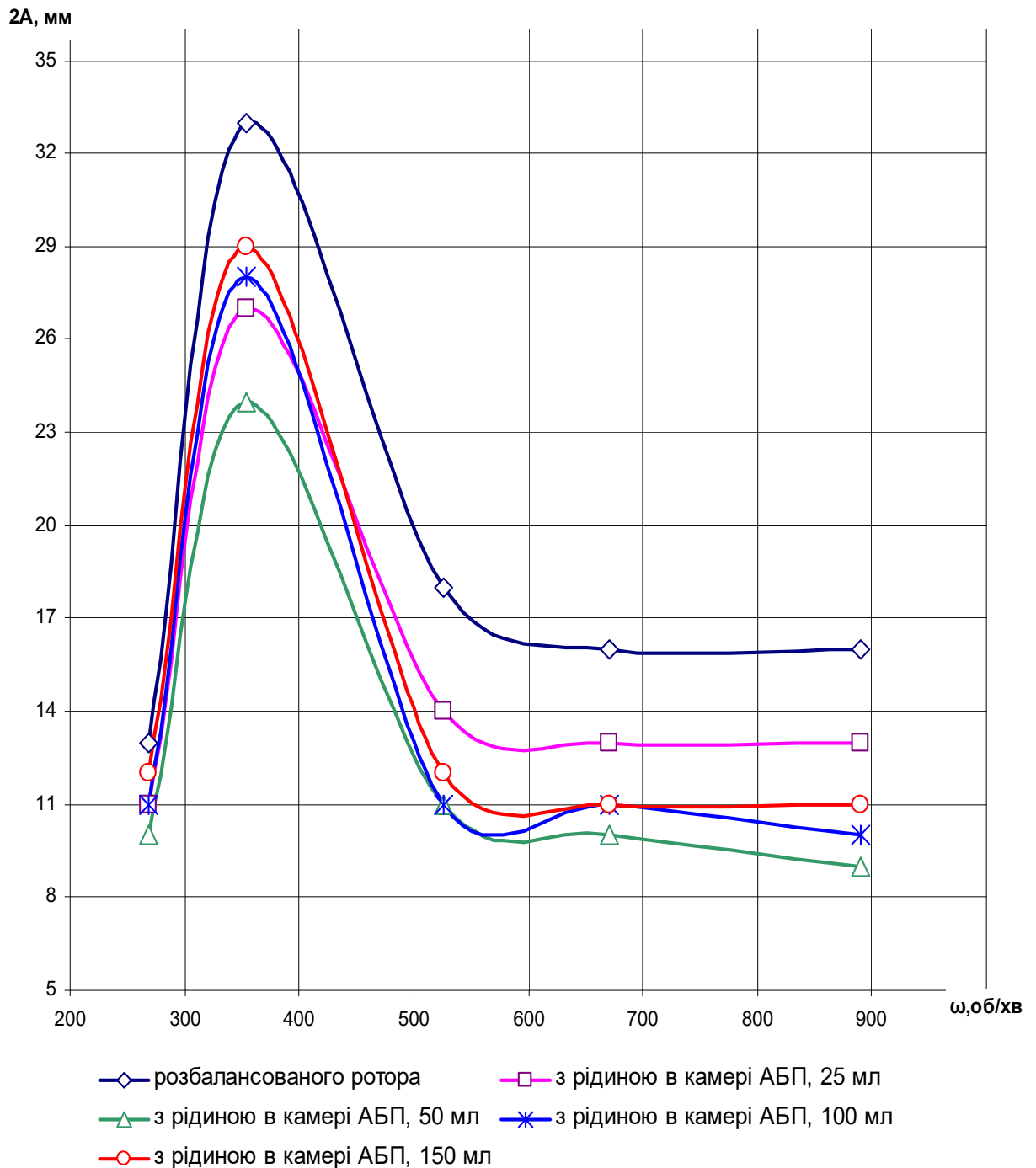


Рисунок 4.9- Амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при різному заповненні однієї камери АБП

Аналогічні результати отримано для випадку використання дослідної установки з віссю, нахиленою під кутом до горизонту.

4.3.2 Оцінка впливу густини та сил внутрішнього тертя робочої рідини на точність автобалансування

Серія експериментів присвячена вивченню впливу фізичних властивостей робочої рідини на ефективність пасивного балансування ротора рідинним автобалансувальним пристроєм [205, 206, 214].

Експериментально перевірено вплив густини робочої рідини на амплітуду коливань і відповідно на ефективність балансування при різних значеннях дисбалансу ротора. Для цього на роторі установки встановлювався експериментальний зразок автобалансира І і знімалися амплітудно-частотна характеристика коливань верхнього краю барабана при імітаційних дисбалансах 1000 г·см, 2000 г·см, 3000 г·см. В якості робочих взято рідини різної густини (прісну воду густиною 1000 кг/м³, бензин (рафінат бензольного риформінгу НЕФРАС С2-80/120) густиною 670 кг/м³; ортофосфорну кислоту (85 %-й водний розчин Н₃РО₄) густиною 1650 кг/м³).

Не змінюючи місцерозташування та маси імітаційного дисбалансу в камеру автобалансира радіуса 200 мм за допомогою мірного шприца подавалися по чергові робочі рідини покровоно з кроком 50 мл (від 50 до 400 мл). Після кожної зміни об'єму рідини здійснювався запис вібрацій ротора при його русі на прохід і будувалися амплітудно-частотні характеристики вібрацій системи.

Аналіз амплітудно-частотних характеристик коливань верхнього краю барабана при значенні дисбалансу 2000 г·см (рисунок 4.10) дає такий висновок: запропоновані рідинні автобалансири дозволяють надійно виходити на робочі швидкості обертання, оскільки резонансна амплітуда коливань ротора зменшується не менше ніж на 40% при заповненні камери АБП рідинами різної

густини об'ємом 100 мл, а процес автобалансування спостерігається ще в дорезонансній зоні (360 об/хв.).

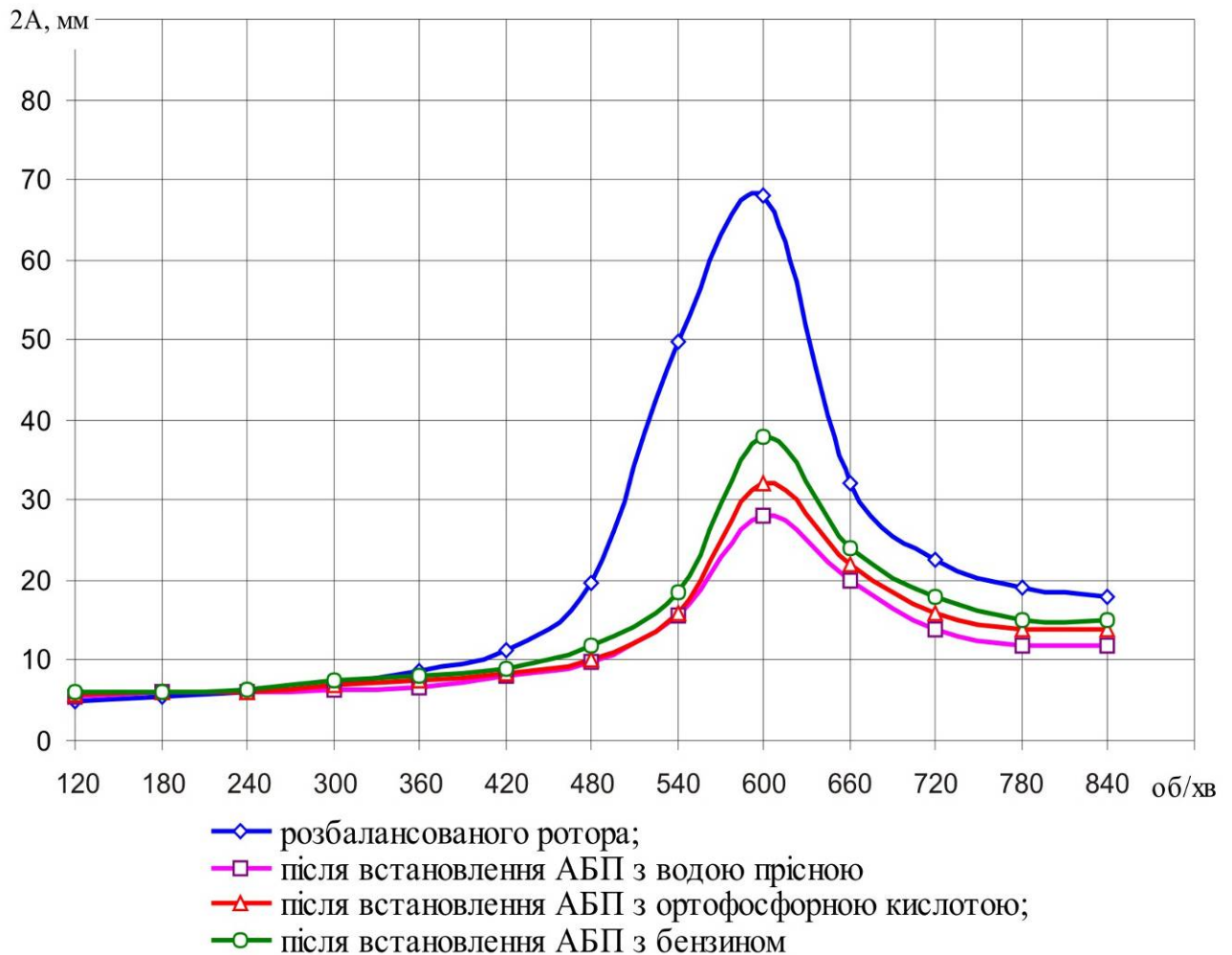
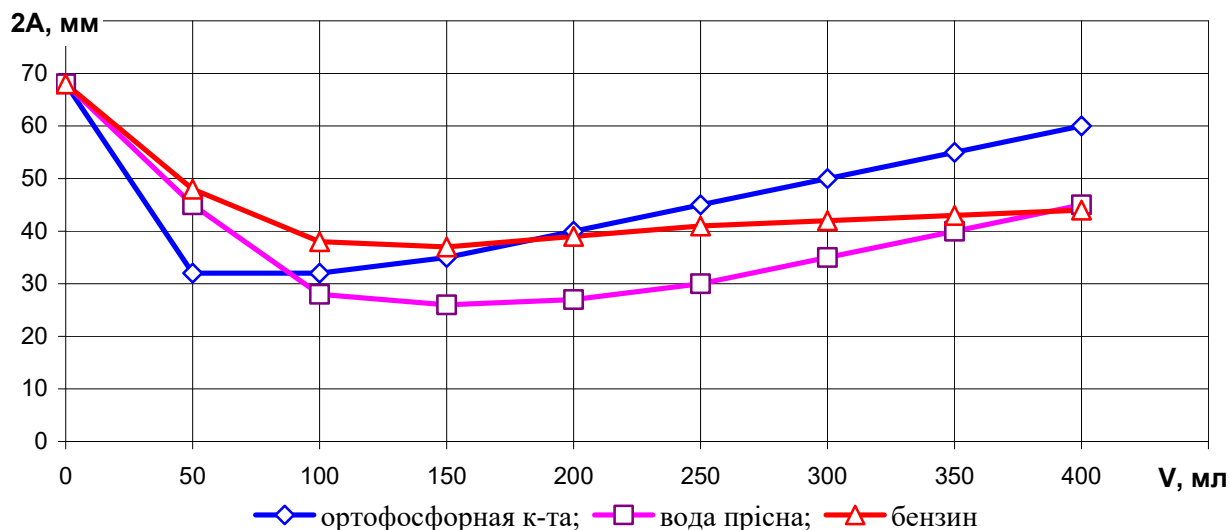
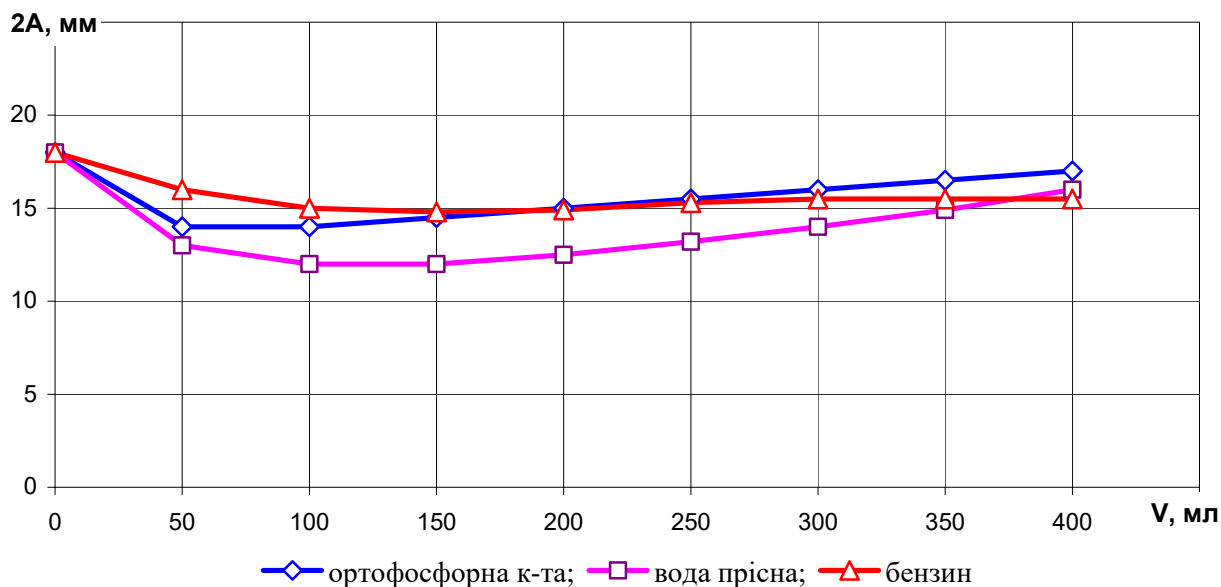


Рисунок 4.10 – Амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана за дисбалансу 2000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при заповненні камери автобалансира робочими рідинами різної густини

На рис. 4.11 подано залежності амплітуди коливань верхнього краю барабана від об'єму рідин різної густини в камері автобалансира, побудовані на основі одержаних амплітудно-частотні характеристик при імітаційному дисбалансі 2000 г·см, резонансній швидкості (600 об/хв.) і робочій швидкості (840 об/хв.).



а)



б)

Рисунок 4.11 - Амплітуди коливань верхнього краю барабана з різним заповненням камери АБП: а) на резонансі; б) на робочій швидкості

З аналізу рисунку 4.10 маємо висновок, що густина робочої рідини при достатньому заповненні камери автобалансера має несуттєвий вплив на процес автобалансування на всьому діапазоні кутових швидкостей руху ротора. Максимальне розходження в амплітудах коливань верхнього краю барабана

при заповненні камери автобалансира I рідинами різної густини становить не більше 10 мм.

Графічні результати досліджень (рис. 4.11), ілюструють висновки: автоматичне балансування за допомогою рідких робочих тіл різної густини для вертикального ротора на всьому діапазоні швидкостей обертання системи є очевидним; ефективність балансування зростає при наближенні кутової швидкості до резонансної і при збільшенні фазового кута, тобто при збільшенні зовнішнього опору; для досліджуваних рідин існує оптимальний інтервал для об'єму рідини, що заливається в камеру, він становить від 50 мл до 100 мл для більш важкої ортофосфорної кислоти, 100-150 мл для води прісної і 150-200 мл для бензину при масі імітаційного дисбалансу 100 г ($D=2000$ г·см).

Отже, достатній об'єм робочої рідини обернено пропорційний густині рідини.

При недотриманні умови достатності рідини в камері, подальше її додавання в камеру призводить до втрати точності балансування. Це можна пояснити хвилеутворенням на вільній поверхні рідини. В розділі 2 показано, що зона нестійкості залежить від маси рідини. Отже найважча рідина – ортофосфорна кислота при збільшенні об'єму дає найгіршу ефективність балансування.

Експериментально перевірено вплив в'язкості (внутрішнього тертя) коригувальної рідини на амплітуду коливань і відповідно на ефективність балансування при різних значеннях дисбалансу ротора. Для цього на дослідних установках, що моделюють вертикальну і горизонтальну роторні системи проведено серію дослідів з рідинами близькими за густиною, але суттєво різними за в'язкістю.

На першому етапі досліджень експериментально визначили динамічну в'язкість специфічних рідин (цукрових сиропів) за методикою, описаною в [16]: в'язкість специфічних рідин вимірювалась за допомогою віскозиметра системи Енглера в градусах Енглера ($^{\circ}E$) (віскозиметри такої системи

застосовуються для визначення в'язкості крапельних рідин, в'язкість яких є вищою за в'язкість води [215]).

Остаточо, знаючи густину рідини, визначили динамічний коефіцієнт в'язкості, який за означенням кінематичного коефіцієнта в'язкості дорівнює [198]: $\mu = \nu \cdot \rho$.

Отримали такі характеристики робочих рідин:

- прісна вода (густина – 1000 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – визначено за таблицями в'язкості рідин; динамічна в'язкість – $10,1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м} \cdot \text{с}$);

- специфічна рідина 1 (густина – 1230 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $14,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – визначено експериментально; динамічна в'язкість - $177,13 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м} \cdot \text{с}$);

- специфічна рідина 2 (густина – 1370 кг/м^3 ; кінематична в'язкість – $97,77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – визначено експериментально; динамічна в'язкість - $1327,59 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м} \cdot \text{с}$).

На другому етапі записувались амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана з автобалансиром I і переднього краю барабана з автобалансиром II без рідини і з зазначеними робочими рідинами (об'ємом 50 мл) в камері радіуса 200 мм при імітаційному дисбалансі ротора $D = 1000 \text{ г} \cdot \text{см}$.

Рисунок 4.12 для випадку вертикального ротора (графіки, зображені суцільними лініями) показує, що застосування балансувального пристрою I при оптимальному заповненні прісною водою призводить до зменшення подвійної амплітуди коливань системи на резонансі з 59 мм до 25 мм, а застосування пристрою з специфічними рідинами значно більшої в'язкості призводить до зменшення подвійної амплітуди на резонансі для специфічної рідини 2 з 59 мм до 50 мм і для специфічної рідини 1 з 59 мм до 38 мм.

На третьому етапі записувались амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана з автобалансиром II без рідини і з

зазначеними робочими рідинами (об'ємом 50 мл) в камері радіуса 200 мм при імітаційному дисбалансі ротора $D = 1000$ г·см.

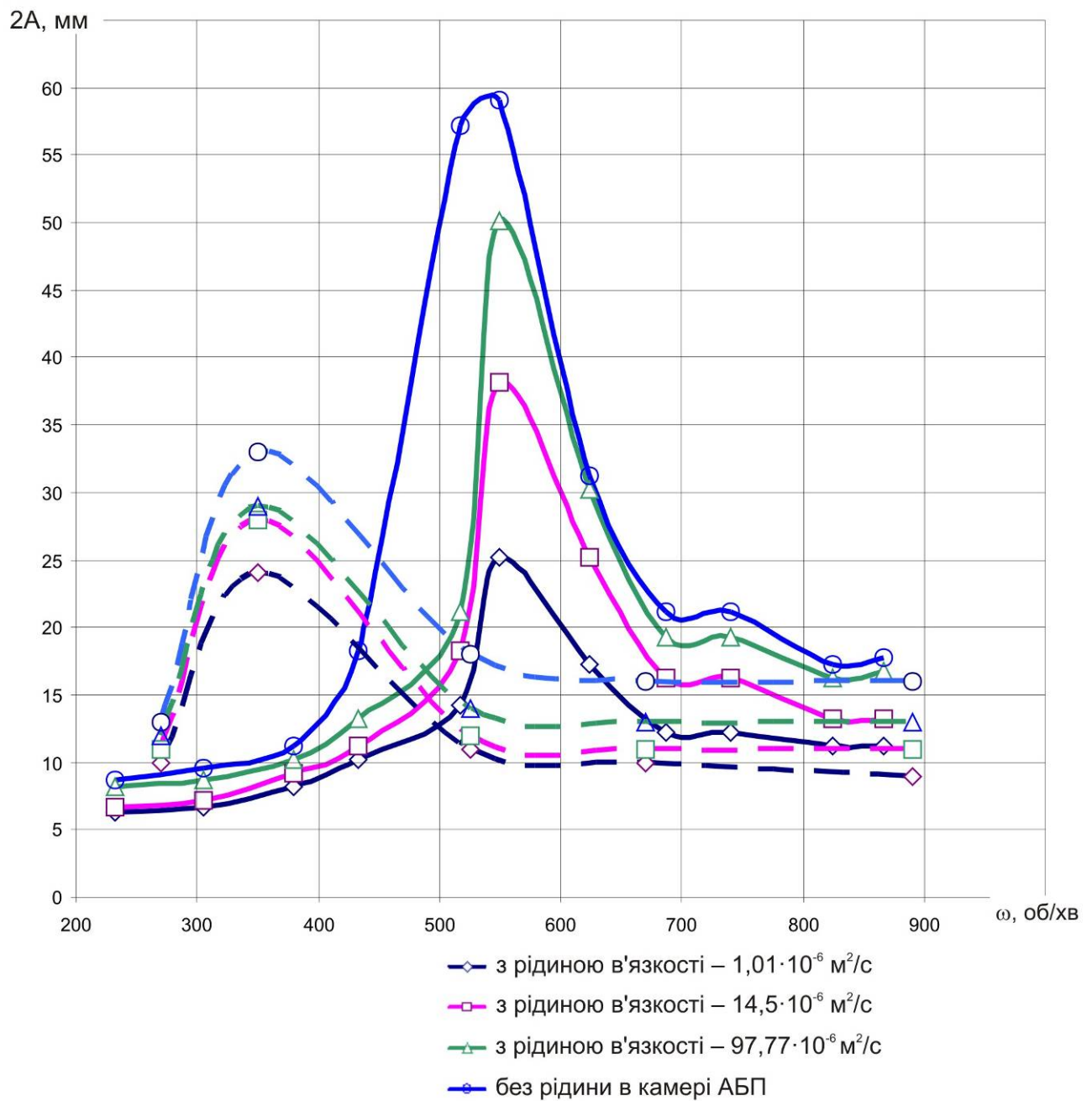


Рисунок 4.12 - Амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана (вертикальний ротор) і переднього краю барабана (горизонтальний ротор) за дисбалансу 1000 г·см при заповненні камери АБП I і АБП II рідинами з різною в'язкістю

Рисунок 4.12 показує, що застосування балансувального пристрою II (графіки, зображені пунктирними лініями) при оптимальному заповненні прісною водою призводить до зменшення подвійної амплітуди коливань системи на резонансі з 33 мм до 24 мм, а застосування пристрою з специфічними рідинами значно більшої в'язкості призводить до зменшення подвійної амплітуди на резонансі для специфічної рідини 2 з 33 мм до 28 мм і для специфічної рідини 1 з 33 мм до 29 мм.

Отже, порівняння відповідних амплітуд коливань вертикальної системи (рис. 4.12) дозволяє зробити висновок, що в'язкість має суттєвий вплив на вібраційний стан ротора: автобалансувальний пристрій з прісною водою (з рідиною найменшої в'язкості) є більш ефективним, ніж балансир з специфічними рідинами в якості робочих рідин.

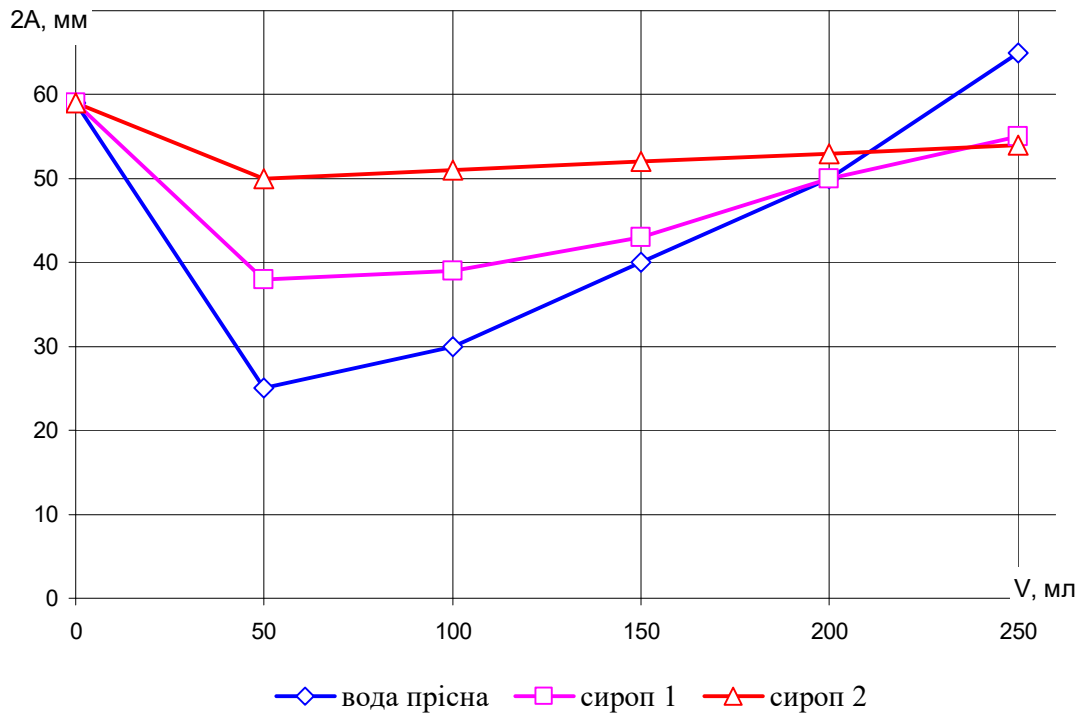
Значення коефіцієнтів ефективності при переході через резонанс з використанням рідин різної в'язкості для вертикального ротора містяться в діапазоні від 2,36 до 1,18; для горизонтального – від 1,38 до 1,14. Внутрішнє тертя для вертикальної системи має більший вплив на ефективність автоматичного балансування ніж для горизонтальної роторної системи.

Доведено припущення, висунуте в розділі 2, що в'язкість, тобто внутрішнє тертя між шарами рідини пролонгує включення в'язкої рідини в процес автобалансування і не дозволяє рідині встановитися точно проти дисбалансу не залежно від просторового розташування осі ротора. Тому за суттєвої в'язкості робочої рідини зрівноважування дисбалансу буде неточним.

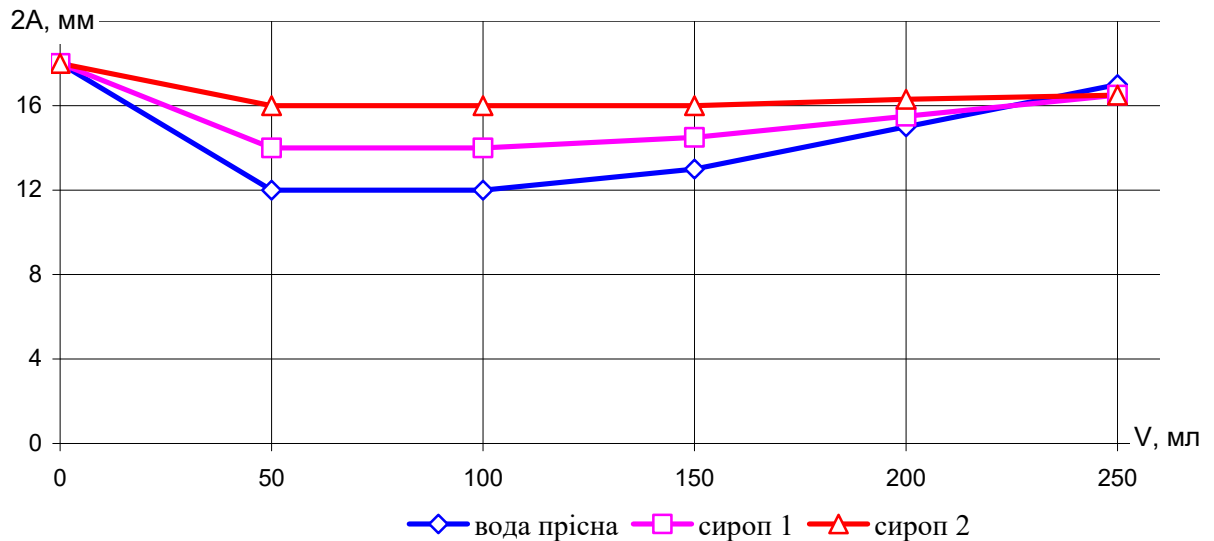
На третьому етапі експериментальним шляхом досліджено достатній (оптимальний) об'єм для в'язких балансувальних рідин.

Для цього були записані амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана вертикальної роторної системи з імітаційним дисбалансом системи $D=1000$ г·см з АБП без рідини і з зазначеними вище рідинами в камері радіуса 200 мм, які заливалися покроково з кроком 50 мл (50-250 мл). Результати досліджень подано на рис. 4.13, з якого видно, що різні за

в'язкістю, але близькі за густиною рідини мають однаковий оптимальний об'єм заповнення 50 – 100 мл.



а)



б)

Рисунок 4.13- Амплітуди коливань верхнього краю барабана з різним заповненням камери АБП: а) на резонансі; б) на робочій швидкості

4.3.3 Забезпечення результативності та ефективності автобалансування збільшенням радіуса камери балансувального пристрою

Для експериментальної перевірки теоретичних результатів щодо визначення залежності ефективності рідинного балансування від геометричних параметрів автобалансира проведено серію дослідів з експериментальними зразками автобалансира I і II.

Дослідження проводилось в три етапи.

На першому етапі здійснювався запис вібрацій розбалансованого ротора при імітаційних дисбалансах 1000 г·см, 2000 г·см.

На другому - по чергово заповнювались прісною водою об'ємом 150 мл камери різного радіуса і здійснювався запис вібрацій системи. Амплітудно-частотна характеристика коливань переднього краю барабана горизонтальної роторної системи при імітаційному дисбалансі 1000 г·см подана на рис.4.14. Для порівняння на рис. 4.14 показані амплітуди коливань для випадків з рідиною в різних камерах автобалансира.

На третьому етапі визначались емпіричні й обчислювались теоретичні коефіцієнти ефективності автобалансування.

Рисунок 4.14 дозволяє визначити, що в резонансній зоні обертання ротора (360 об/хв.):

- при заповненні камери радіуса 200 мм і висотою 50 мм ефективність балансування системи становить 1,38;

- при заповненні камери радіуса 175 мм і висотою 50 мм – 1,2.

Результати теоретичних розрахунків склали 1,57, 1,37 відповідно.

За аналогічною методикою проведені дослідження із зразком автобалансира I для вертикальної роторної системи (570,4 об/хв.). Результати експериментальних досліджень при імітаційному дисбалансі 1000 г·см подано на рисунку 4.15.

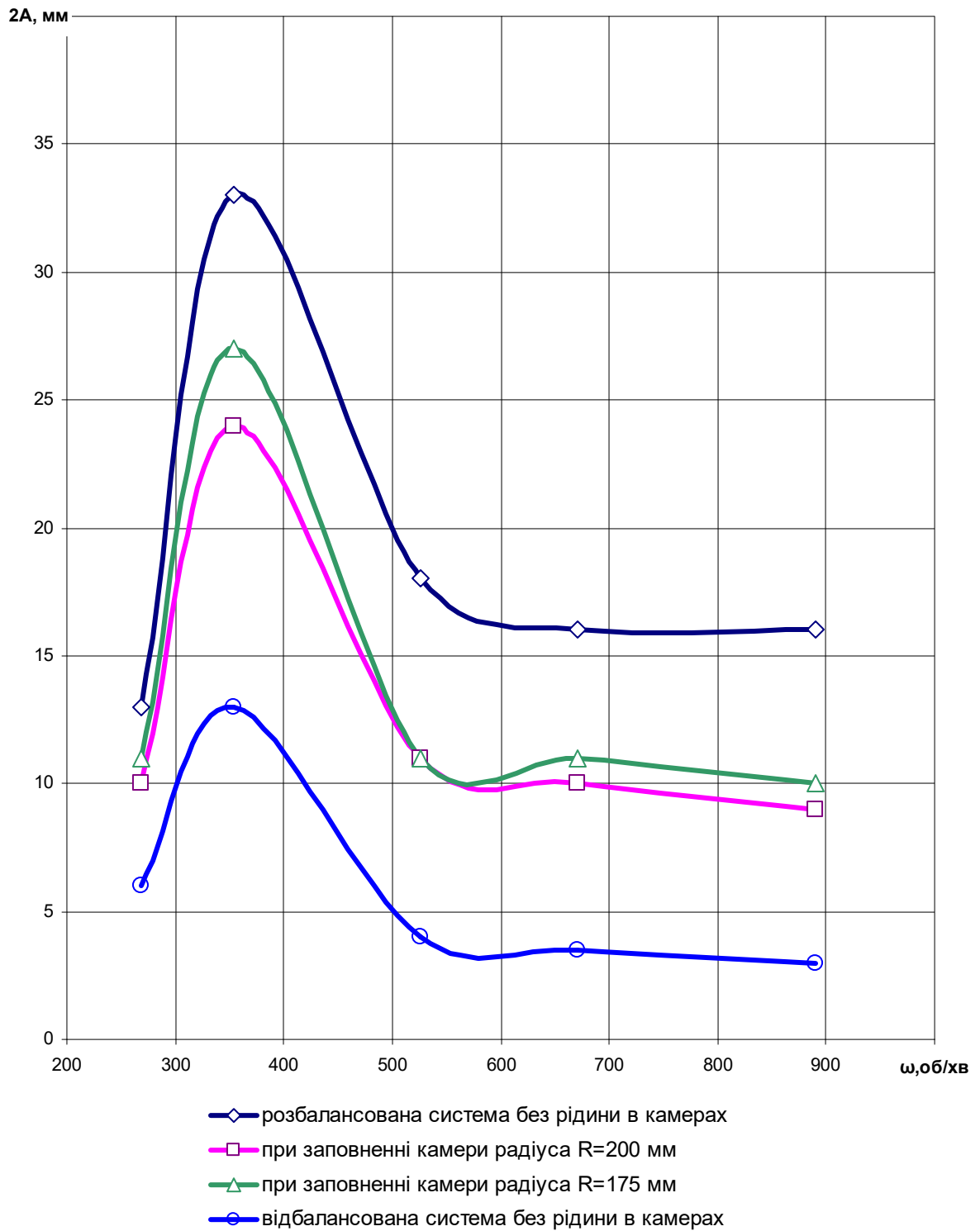


Рисунок 4.14 - Амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при заповненні камер різного радіуса АБП II

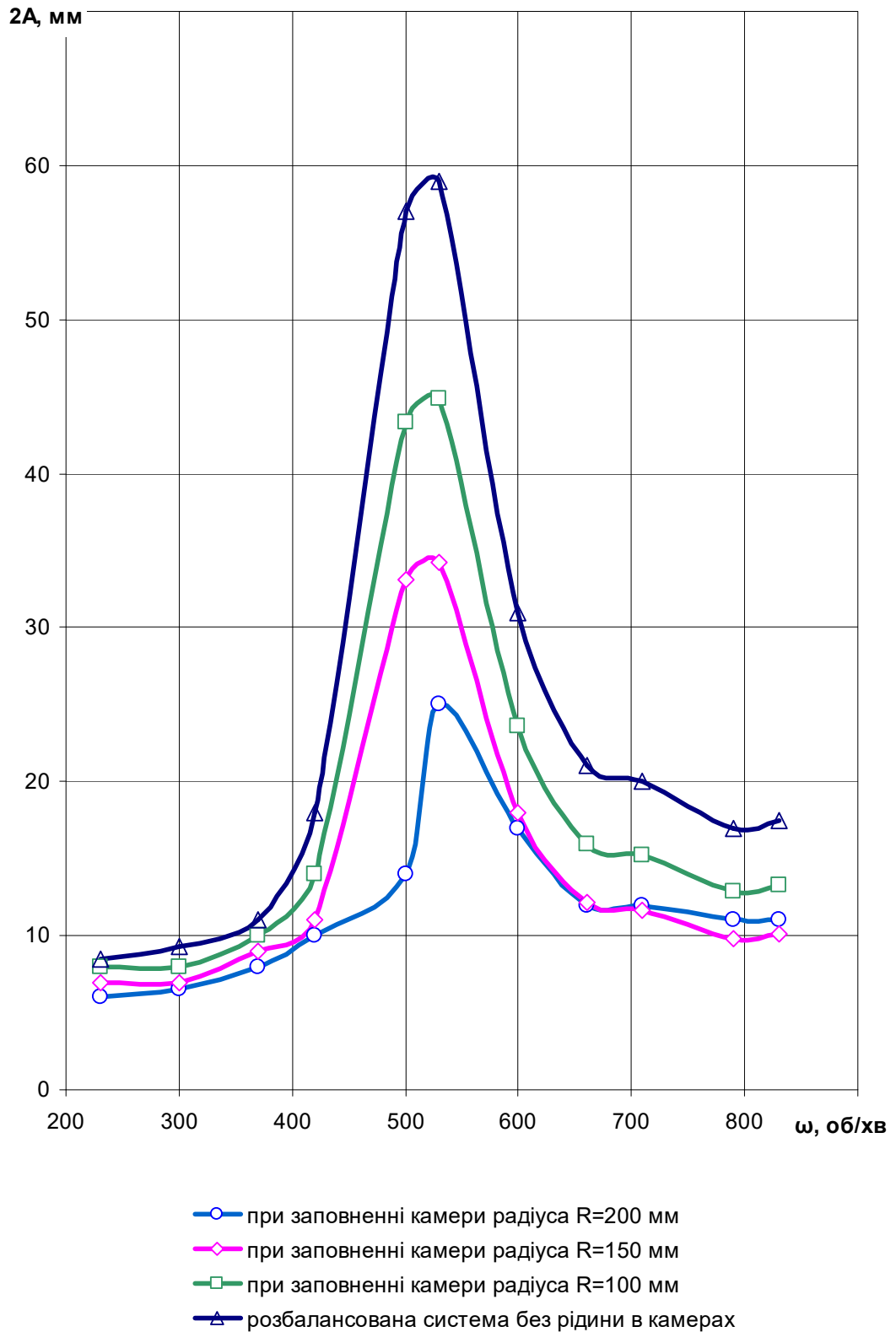


Рисунок 4.15 - Амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при заповненні камер різного радіуса АБП І

Рисунок 4.15 дозволяє визначити, що в резонансній зоні обертання ротора (570,4 об/хв.):

- при заповненні камери радіуса 200 мм і висотою 50 мм ефективність балансування системи становить 2,36;

- при заповненні камери радіуса 150 мм і висотою 50 мм – 1,72;

- при заповненні камери радіуса 100 мм і висотою 50 мм – 1,3.

Результати теоретичних розрахунків склали 2,45, 1,91, 1,4 відповідно.

Результати порівняння амплітудно-частотних характеристик (рисунків 4.14, 4.15) підтверджують висновок про зменшення амплітуд коливань верхнього (переднього) краю барабана за наявності рідини в камерах різного радіуса. Порівняння усереднених значень коефіцієнтів ефективності роботи рідинних АБП вказує на те, що збільшення радіуса камери балансира призводить до зменшення амплітуд коливань ротора і, відповідно, до підвищення ефективності зрівноваження системи не менше ніж на 30 %. Отже, узагальнено - геометричні параметри порожнини мають значний вплив на ефективність рідинного автобалансування не залежно від просторового розташування осі роторної системи.

4.3.4 Ефективність автоматичного балансування при застосуванні декількох камер

Досліджувалась ефективність роботи трикамерного рідинного автобалансира I і двокамерного рідинного автобалансира II. Проведено експерименти при заповненні робочою рідиною одночасно двох і трьох камер, відповідно.

На першому етапі випробувань здійснено визначення ефективності автоматичного балансування вертикального ротора багатоканерним рідинним автобалансиром I за такою методикою:

- запис вібрацій розбалансованого вертикального ротора при імітаційному дисбалансі 1000 г·см;

- зняття амплітудно-частотної характеристики коливань ротора при обертанні роторної системи з рідиною (водою прісною) об'ємом 100 мл для випадків: заповнення камери радіуса 200 мм; одночасного заповнення камер радіусів 200 мм, і 150 мм; одночасного заповнення камер радіусів 200 мм, і 150 мм і 100 мм (рис. 4.16);

- на основі одержаних значень амплітуд коливань ротора без рідини в камері та при заповненні рідиною камер АБП (рис. 4.16) розрахунок ефективності автоматичного балансування, як відношення цих амплітуд;

- емпіричний розрахунок ефективності автоматичного балансування двокамерним АБП І.

При цьому одержано зниження вібрацій в резонансній зоні: з однією камерою у 2,2 рази; з двома камерами – у 2,6 рази; з трьома камерами – у 2,9 рази, а сам резонанс змістився з 570,4 об/хв. до 520 об/хв.

На другому етапі випробувань здійснено: запис вібрацій розбалансованого горизонтального ротора при імітаційному дисбалансі 1000 г·см; зняття амплітудно-частотної характеристики коливань ротора при обертанні роторної системи з рідиною (водою прісною) об'ємом 50 мл для випадків: заповнення камери радіуса 200 мм; одночасного заповнення камер радіусів 200 мм, і 175 мм (рис. 4.17).

З аналізу даних рисунка 4.17 маємо:

1) двокамерний пристрій є більш ефективним у балансуванні горизонтального ротор, ніж рідинний балансир з однією камерою. При цьому при переході через резонанс ефективність балансування з однією камерою становить 1,4, з двома камерами – 1,7. Результати теоретичних розрахунків склали 1,53 і 1,88, відповідно. Маємо досить точний збіг експериментальних і теоретичних результатів;

2) в зарезонансному діапазоні кутових швидкостей коливання ротора відбувались зі сталою амплітудою, яка практично не залежала від кутової швидкості обертання ротора.

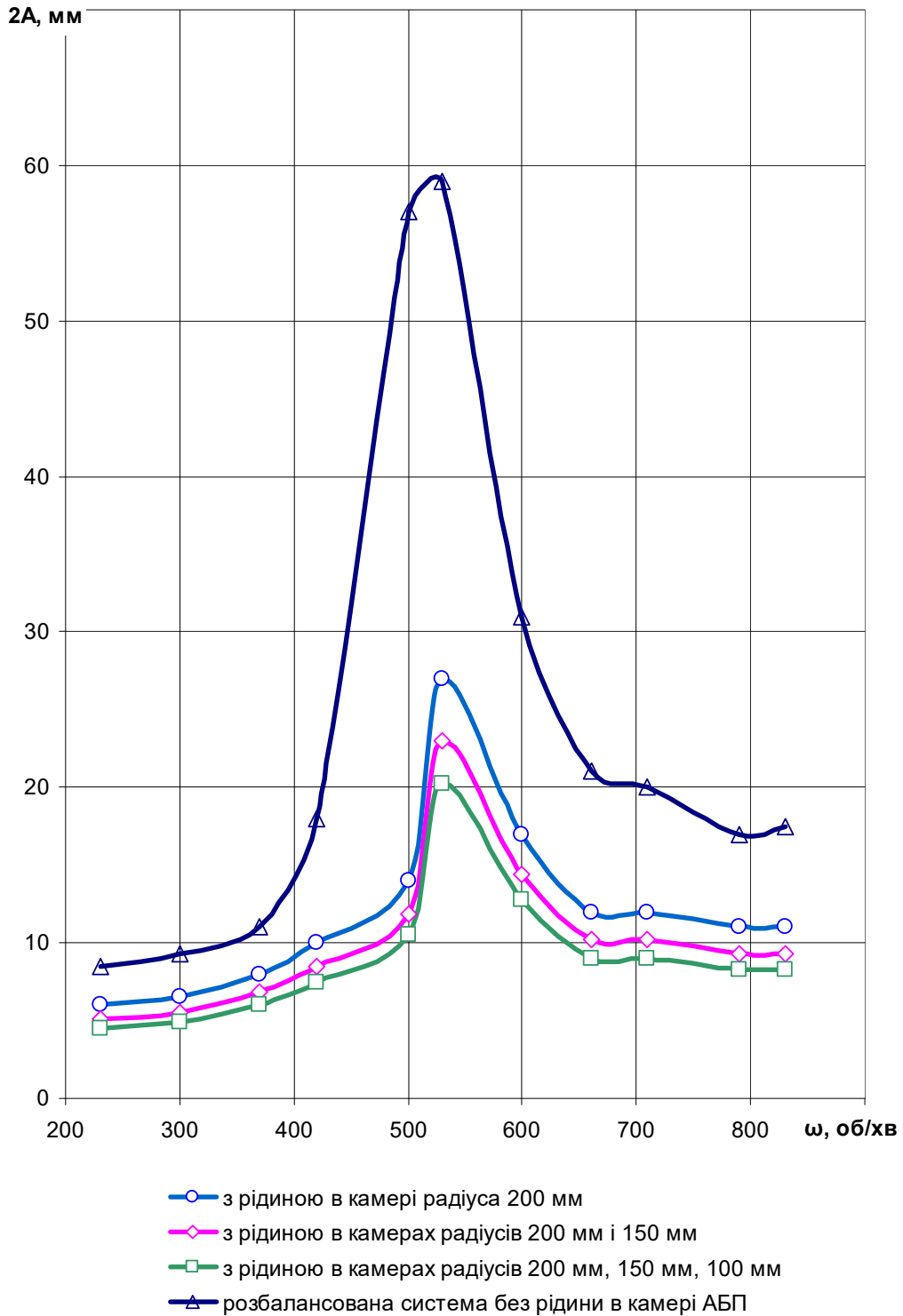
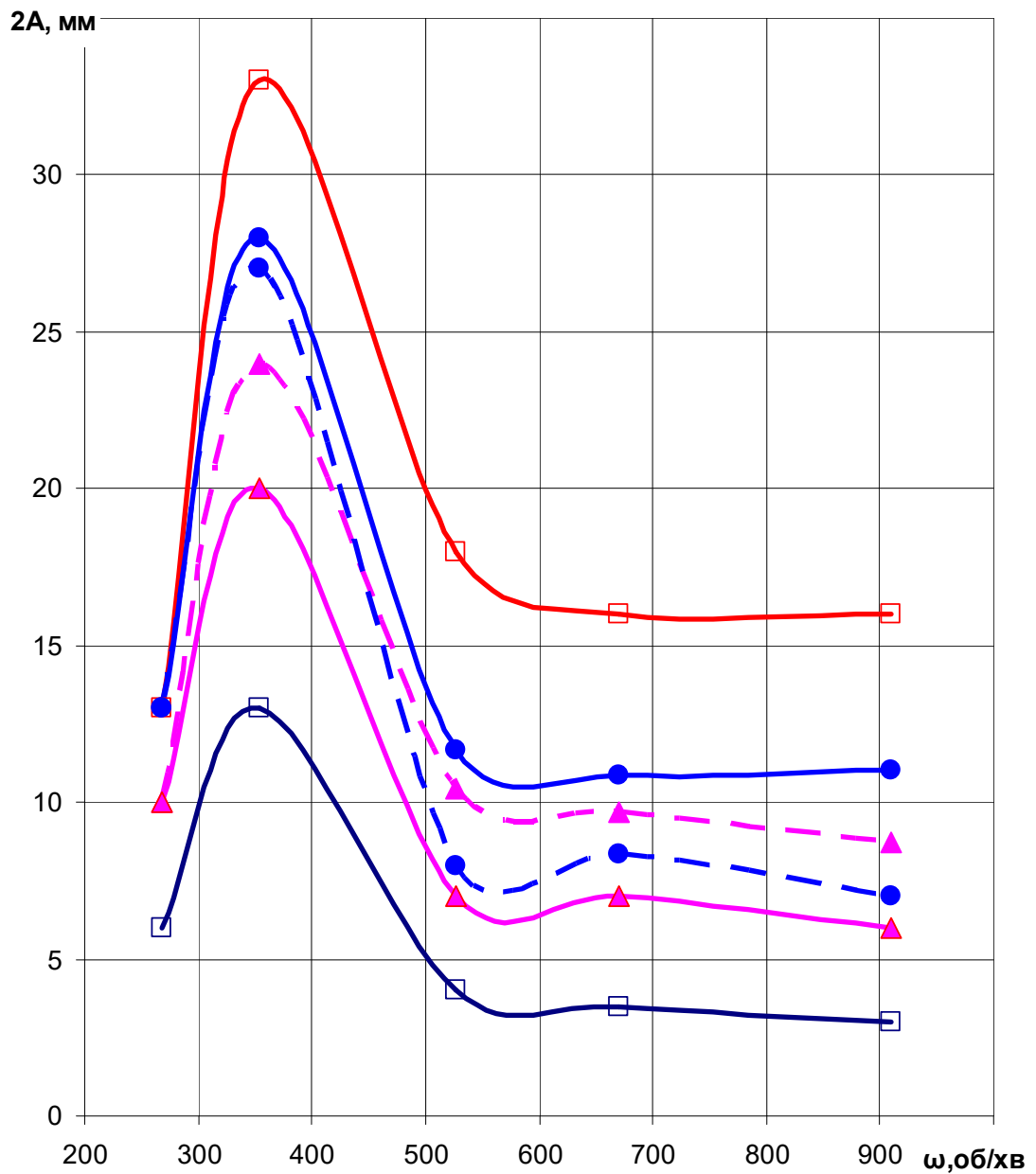


Рисунок 4.16 - Амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при різному заповненні однієї, двох і трьох камер АБП I



- відбалансована система без рідини в камерах
- розбалансована система без рідини в камерах
- ▲— з рідиною об'ємом 50 мл в камері АБП радіуса 200 мм
- з рідиною об'ємом 150 мл в камері АБП радіуса 200 мм
- ▲— з рідиною об'ємом по 50 мл в двох камерах АБП
- з рідиною об'ємом по 150 мл в двох камерах АБП

Рисунок 4.17 - Амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань при різному заповненні однієї і двох камер АБП II

Таким чином, експериментально доведено, що багатокамерний пристрій дозволяє точніше балансувати ротор, ніж рідинний автобалансир з однією камерою не залежно від просторового розташування осі роторної системи. Застосування багатокамерного автобалансира дає підвищення ефективності близько 25 %.

4.3.5 Оцінка впливу сили ваги на процеси зрівноваження в рідинних автобалансувальних пристроях

Експерименти з визначення залежності ефективності рідинного автобалансування від кута нахилу осі обертання ротора до лінії горизонту проводились на дослідній установці (рис. 3.14) в три етапи.

Перший етап - контрольний - зняття амплітудно-частотної характеристики коливань переднього краю барабана при обертанні ротора без рідини в камері (у збалансованому і розбалансованому стані).

На другому етапі: в камеру за допомогою мірного шприца подавалася рідина в об'ємі 50 мл і визначалась амплітуда коливань системи з рідиною в камері. Експериментальний зразок АБП II використовувався при заповненні однієї камери. Результати наведені на рис. 4.18.

Як видно з цього рисунка, після заповнення камери рідиною зростання амплітуди коливань системи спостерігається значно в меншому діапазоні, ніж до заповнення резервуара рідиною. Аналогічні результати спостерігались в дослідях з різним значенням кута нахилу осі обертання ротора до горизонту ($A = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$).

На третьому етапі визначена ефективність автоматичного балансування на основі результатів вимірювань, амплітуди коливань системи.

Результати зведені в таблицю 4.2. У цій таблиці також наведені значення ефективності автоматичного балансування, отримані теоретичним шляхом.

Таким чином, доведено, що при виконанні умови достатності рідини в камері АБП ефективність автобалансування має пряму залежність від кута

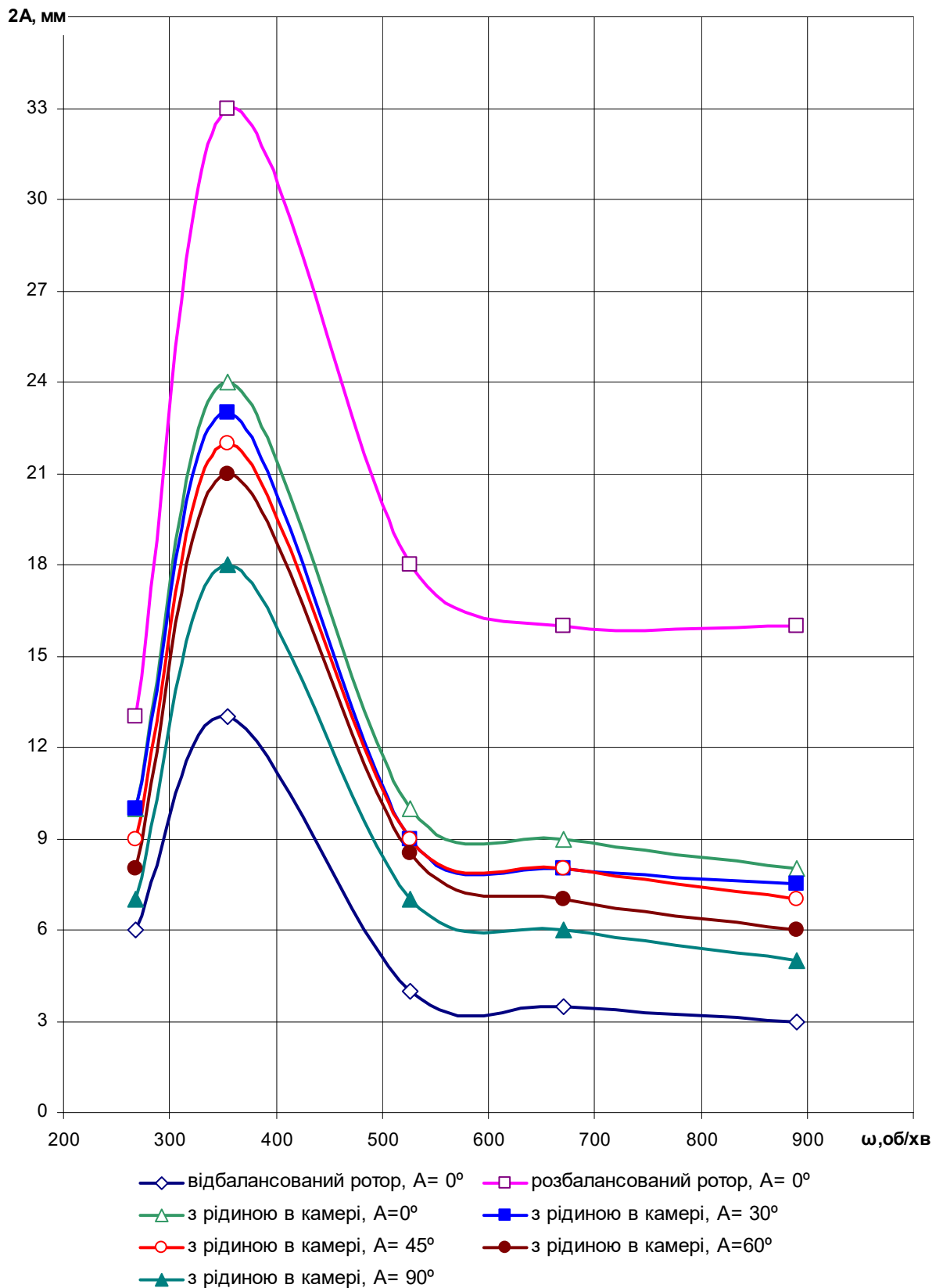


Рисунок 4.18 - Амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань за наявності рідини в АБП для роторної системи з різним кутом нахилу осі обертання до горизонту

Таблиця 4.2 - Ефективність автоматичного балансування ротора
рідинним АБП

Умови проведення експериментів, $D = 1000$ г·см, оптимальне заповнення камер		Усереднене значення коефіцієнта ефективності балансування	
Кількість заповнених камер	Кут нахилу осі обертання ротора до горизонту	Емпіричне	Теоретичне
Одна камера, установка 1	$A = 90^\circ$	1,95	2,12
Дві камери, установка 1	$A = 90^\circ$	2,16	2,23
Три камери, установка 1	$A = 90^\circ$	2,45	2,52
Одна камера, установка 2	$A = 0^\circ$	1,65	1,51
Дві камери, установка 2	$A = 0^\circ$	2,09	1,84
Одна камера, установка 2	$A = 30^\circ$	1,77	1,55
Одна камера, установка 2	$A = 45^\circ$	1,85	1,62
Одна камера, установка 2	$A = 60^\circ$	2,05	1,84
Одна камера, установка 2	$A = 90^\circ$	2,43	2,15

нахилу осі обертання ротору до горизонту, тобто, зі збільшенням кута ефективність автобалансування збільшується.

З аналізу і порівняння одержаних результатів дослідження ефективності рідинних АБП видно, що і однокамерний і багатокамерний пристрої для роторів з горизонтальною віссю обертання менш ефективно балансують ротор, ніж рідинні АБП для роторів з вертикальною віссю обертання.

З цієї таблиці видно, що багатокамерний пристрій ефективніше балансує ротор, ніж рідинний АБП з однією камерою. Таким чином, доведено, що багатокамерний пристрій дозволяє точніше балансувати ротор, ніж рідинне АБП з однією камерою.

Отримали досить точний збіг емпіричних і теоретичних результатів.

Розглянемо більш детально питання про вплив сил ваги на балансувальні процеси. Вісь обертання рідинного автоматичного балансувального пристрою може бути горизонтальною, вертикальною, похилою або такою, що переміщається в просторі в процесі експлуатації.

Особливістю балансування рідиною є те, що при довільному розташуванні осі ротора балансувальна речовина знаходиться під дією не тільки відцентрових сил, але й сил ваги, у результаті чого вільна поверхня не є циліндричною (п.п 2.2).

Рідина, яка заливається в камеру АБП для горизонтального ротора, розпливається по ній й утягується в обертовий рух за рахунок сил тертя рідини об стінки камери.

Однак така швидкість балансувальної речовини при її обертанні навколо горизонтальної осі не може бути сталою через коливання (пульсацію) результуючої сили протягом оберту балансира, оскільки вона складається з сталої за величиною й напрямком сили ваги та сталої за величиною, але змінної за напрямком відцентрової сили. Це призводить до того, що вільна поверхня рідини, зміщується донизу від осі обертання, що вносить додатковий дисбаланс.

При вертикальній осі обертання рідина, яка заливається в камеру, поступово захоплюється її стінками в обертовий рух. Через деякий час кутові швидкості обертання окремих шарів балансувальної рідини й самої камери вирівнюються, і рідина набуває стану відносного спокою.

Пульсації результуючої сили за період обертуту камери в цьому випадку не відбувається, оскільки напрямок відцентрової сили при обертанні відносно вертикальної осі не змінюється.

4.3.6 Дослідження ефективності балансування рідинним АБП з перегородками

Дослідження ефективності балансування рідинним АБП з перегородками проводилось з використанням однокамерного пристрою ІІІ (рис. 3.15) на дослідній установці, що моделює роторну систему з горизонтальною віссю і віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту (рис. 3.14).

Методика проведення експериментів в цьому випадку містила два етапи.

Перший етап - контрольний - зняття амплітудно-частотної характеристики коливань переднього краю барабана при обертанні ротора без рідини в камері (у збалансованому і розбалансованому стані (імітаційний дисбаланс 1000 г·см)).

На другому етапі: в камеру за допомогою мірного шприца подавалася покроково рідина (вода прісна) в об'ємі 25 мл, 50 мл 100 мл і 150 мл, і на кожному кроці визначалась амплітуда коливань системи з рідиною в камері.

Результати наведені на рис. 4.19.

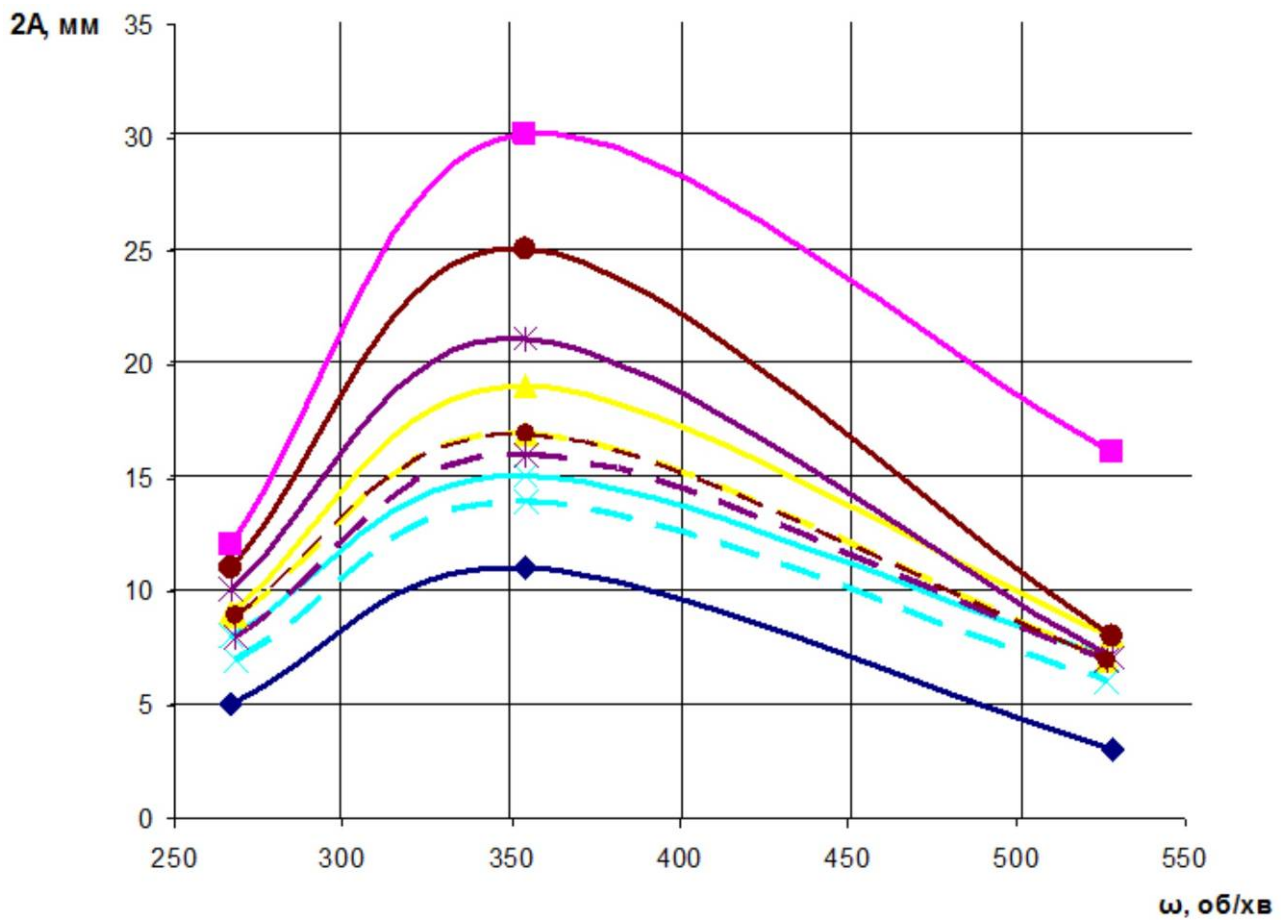
При цьому за оптимального заповнення камери рідиною об'ємом 50 мл одержано зниження вібрацій:

- в дорезонансній зоні при використанні рідинного автобалансира без перегородок у 1,5 рази; з перегородками – у 1,8 рази;

- в резонансній зоні при використанні рідинного автобалансира без перегородок у 2 рази; з перегородками – у 2,5 рази.

- в зарезонансній зоні при використанні рідинного автобалансира без перегородок у 2,3 рази; з перегородками – у 2,7 рази.

Таким чином, застосування рідинного автобалансира з перегородками є одним із дієвих шляхів підвищення ефективності балансування.



АБП без перегородок

- ◆ відбалансований ротор
- ▲ з рідиною в камері ($V_p=25$ мл)
- ✱ з рідиною в камері ($V_p=100$ мл)
- розбалансований ротор ($D=1000$ г·см)
- ✕ з рідиною в камері ($V_p=50$ мл)
- з рідиною в камері ($V_p=150$ мл)

АБП з перегородками

- ◆ відбалансований ротор
- ▲ з рідиною в камері ($V_p=25$ мл)
- ✱ з рідиною в камері ($V_p=100$ мл)
- розбалансований ротор ($D=1000$ г·см)
- ✕ з рідиною в камері ($V_p=50$ мл)
- з рідиною в камері ($V_p=150$ мл)

Рисунок 4.19 - Амплітудно-частотні характеристики коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см, що ілюструють зменшення амплітуд коливань за наявності рідини в камері з використанням АБП без перегородок і АБП з перегородками

Застосування автобалансера з перегородками дає підвищення ефективності близько 15 %.

Висновки до розділу

1. На основі побудованих математичних моделей руху робочої рідини в камері АБП розроблено метод визначення оптимальних конструктивних параметрів рідинного автобалансувального пристрою. Для його реалізації розроблено програмне забезпечення. Програмування здійснювалось за допомогою мови C++ у середовищі microsoft visual studio.

Запропонований метод враховує особливості процесу балансування для роторних систем з вертикальною і горизонтальною віссю обертання, наявність достатнього об'єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи; містить додаткові критерії оптимальності: зменшення діапазону кутових швидкостей залучення робочої рідини в обертовий рух, зменшення ширини зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості, основним критерієм оптимальності конструктивних параметрів є максимум функції ефективності автобалансування.

Перевірка адекватності математичних моделей і верифікація програмного забезпечення для розрахунку оптимальних параметрів АБП здійснювалась шляхом співставлення значень коефіцієнта ефективності балансування, одержаного теоретичними розрахунками і визначеного експериментально як відношення амплітуд коливань вільного краю барабана дослідної установки без рідини в АБП і з рідиною на основі обробки осцилографічних даних.

2. Експериментально визначено і оцінено вплив чинників конструкторських параметрів рідинного АБП на ефективність процесу балансування. Загалом доведено, що амплітуда коливань ротора, разом з ефективністю автоматичного балансування, не залежать від маси рідини в камері, коли виконується умова її достатності (оптимальності); при виконанні умови достатності, резонансна кутова швидкість обертання ротора також не залежить від маси рідини в порожнині; умовою максимуму ефективності балансування є еквівалентність величин дисбалансу рідини і початкового дисбалансу системи; для рідинних автобалансувальних пристроїв масові сили

мають менший вплив на ефективність балансування ніж сили внутрішнього тертя (резонансна амплітуда коливань ротора зменшується не менше ніж на 40% при заповненні камери АБП рідинами різної густини).

3. Визначено, що в'язкість робочої рідини має суттєвий вплив на амплітуди коливань ротора навіть при достатньому (оптимальному) заповненні: ефективність автоматичного балансування зменшується із збільшенням сили внутрішнього тертя робочої рідини на всьому діапазоні швидкостей обертання роторної системи не залежно від просторового положення осі роторної системи (значення коефіцієнтів ефективності при переході через резонанс з використанням рідин різної в'язкості для вертикального ротора містяться в діапазоні від 2,36 до 1,18; для горизонтального – від 1,38 до 1,14).

4. Оцінено вплив сили ваги на процеси зрівноваження в рідинних автобалансувальних пристроях. Визначено, що процес рідинного автобалансування для роторів з горизонтальною віссю і роторів із віссю нахиленою під кутом до лінії горизонту є менш ефективним ніж для вертикальних роторів. Відбувається зниження вібрацій до 2,5 разів для вертикального ротора, до 1,6 рази – для горизонтального ротора на резонансних швидкостях обертання роторної системи і в середньому до 1,9 рази – для ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту.

5. Експериментально визначено, що незалежно від просторового положення осі роторної системи застосування багатоканального автобалансира дає підвищення ефективності близько 25 %; збільшення радіуса камери АБП дає підвищення ефективності близько 30 %; застосування автобалансира з перегородками дає підвищення ефективності близько 15 %.

Експериментальні дослідження показали хороші результати узгодження з результатами проведеного у розділі 2 теоретичного моделювання.

РОЗДІЛ 5 ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ, ДЕМПФУВАЛЬНИХ І ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОЇ СИСТЕМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РІДИННОГО АВТОБАЛАНСУВАННЯ

Реакція ротора на динамічні впливи залежить від його фізичних властивостей і властивостей опорної конструкції. Вібрація, що вимірюється на опорах або на валу ротора, крім фізичних властивостей ротора залежить також від значення дисбалансу, його розподілу вздовж осі ротора, а також від частоти обертання [216]. Вказані чинники впливають на вибір методу балансування.

У цьому розділі ґрунтуючись на дослідженнях коливань роторної системи, визначимо вплив динаміки роторних машин на ефективність автоматичного балансування рідинними пристроями прямої дії [162, 217-219].

Основним результатом цих досліджень є визначення чисельним моделюванням рекомендацій для компоновання коливних систем дослідних установок (3.2) і (3.14), які моделюють роторні системи з вертикальною та горизонтальною віссю обертання ротора, відповідно, що дозволить удосконалити конструкції цих установок для підвищення їх вібростійкості. І надалі емпіричним шляхом визначити, на скільки суттєво покращена зрівноваженість роторної системи вплине на ефективність роботи пасивного балансувального пристрою рідинного типу.

При розрахунках коливань використана динамічна модель в узагальненому вигляді [220], що враховує рух коливної системи за шістьма координатами, які відповідають шести ступеням вільності твердого тіла в просторі.

Результат дослідження суттєво залежить від вибору форми параметрів, що характеризують незрівноваженість ротора. Для зручності дослідження уведено геометрично-масові характеристики незрівноваженості ротора у вигляді векторів статичного ΔM_{ω} і відцентрового ΔJ_s моментів інерції мас ротора (рис. 5.1). Ці параметри характеризують незрівноваженість з позиції її прояву при

експлуатації ротора, є вихідними для будь-яких форм і способів практичного усунення незрівноваженості, вони зручно пов'язані з поступальними і обертовими складовими руху роторної системи в просторі.

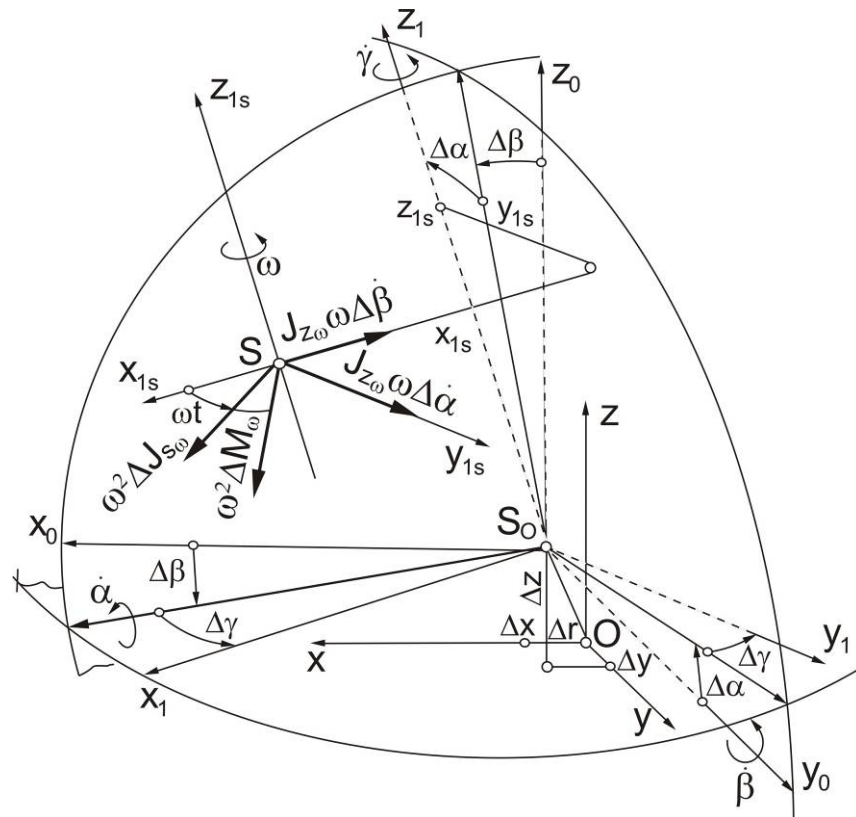


Рисунок 5.1 – Переміщення точок системи

Встановлено залежності між переміщеннями точок ротора і параметрами незрівноваженості. Для цього визначено переміщення точок ротора (барабана дослідних установок) як таких, що складаються з поступального переміщення разом із центром мас коливної системи і обертового відносно цього центра мас S_0 (рис. 5.1). Поступальний рух основної маси подається проєкціями Δx , Δy , Δz на нерухомі осі координат. Обертальний рух відносно центра мас S_0 знайдемо як векторний добуток вектора повороту системи x_1, y_1, z_1 відносно x_0, y_0, z_0 і радіус-вектора i -тої точки відносно початку координат S_0 .

Проєкції вектора кута повороту системи на нерухомі координатні осі x, y, z є малими поворотами навколо цих координатних осей, а тому визначені з точністю до малих першого порядку і прирівняні до відповідних кутів Ейлера: $\Delta\alpha, \Delta\beta, \Delta\gamma$.

Для визначення характеру і форми комбінацій параметрів коливної системи, які подано у вигляді узагальнених характеристик, розглянуто рух системи у загальному вигляді.

Для складання диференціальних рівнянь руху тіла за шістьма координатами використані рівняння Лагранжа другого роду з врахуванням дисипації енергії при демпфуванні за Релеєм.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j, \quad (5.1)$$

де j – кількість незалежних координат при шести ступенях вільності твердого тіла.

Коливна система пов'язана k пружними елементами, з проекціями жорсткостей c_k на осі нерухомих координат і l демпферами з проекціями на ті самі осі сталих в'язкого тертя h_l .

Врахуємо, що напрямки головних жорсткостей c і сталих в'язкого тертя h паралельні головним центральним осям інерції систем, а також і нерухомих осям координат.

При реалізації коливної системи в конструкцію з певним розміщенням в просторі k пружних елементів і l демпферів сталі, які їх характеризуватимуть в диференціальних рівняннях набудуть конкретних значень, а тому доцільним є введення відповідних узагальнюючих характеристик, які пов'язують властивості в'язей з їх конструктивним компонуванням.

Попередні дослідження [220] дозволили встановити узагальнені характеристики, аналогічні за змістом як для пружних, так і для в'язких в'язей.

Ці характеристики поділимо на чотири групи. Їх вирази через проекції на головні осі x, y, z жорсткостей або в'язкостей кожного з елементів мають вигляд:

1) сумарні жорсткості або сталі в'язкого тертя:

$$C_x = \sum_k c_{kx}; \quad D_x = \sum_l h_{lx} \text{ та ін.} \quad (5.2)$$

2) статичні моменти жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xy} = \sum_k c_{kx} y_k; \quad D_{xy} = \sum_l h_{lx} y_l \text{ та ін.} \quad (5.3)$$

3) моменти другого порядку жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xyy} = \sum_k c_{kx} y_k^2; \quad D_{xyy} = \sum_l h_{lx} y_l^2 \text{ та ін.} \quad (5.4)$$

4) відцентрові моменти жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xyz} = \sum_k c_{kx} y_k z_k; \quad D_{xyz} = \sum_l h_{lx} y_l z_l \text{ та ін.} \quad (5.5)$$

Залежно від характеристик кожного з пружних або в'язких елементів та їх конструктивного компонування в просторі величини узагальнених характеристик набувають різних значень, причому сумарні (5.2) і моменти другого порядку (5.4) тільки додатні, а статичні (5.3) і відцентрові (5.5) – будь-які.

Тоді в загальному випадку розміщення точок приєднання k пружних елементів і l демпферів, з врахуванням уведених узагальнених характеристик жорсткостей і в'язкого тертя, скористаємось такою системою рівнянь [220]:

- 1) $M^* \Delta \ddot{x} + D_x \Delta \dot{x} + C_x \Delta x + D_{xz} \Delta \dot{\beta} + C_{xz} \Delta \beta - D_{xy} \Delta \dot{\gamma} - C_{xy} \Delta \gamma = \omega^2 \Delta M_{ax};$
- 2) $M^* \Delta \ddot{y} + D_y \Delta \dot{y} + C_y \Delta y + D_{yx} \Delta \dot{\gamma} + C_{yx} \Delta \gamma - D_{yz} \Delta \dot{\alpha} - C_{yz} \Delta \alpha = \omega^2 \Delta M_{oy};$
- 3) $M^* \Delta \ddot{z} + D_z \Delta \dot{z} + C_z \Delta z + D_{zy} \Delta \dot{\alpha} + C_{zy} \Delta \alpha - D_{zx} \Delta \dot{\beta} - C_{zx} \Delta \beta = 0;$
- 4) $J_x \Delta \ddot{\alpha} + (D_{yzz} + D_{zyy}) \Delta \dot{\alpha} + (C_{yzz} + C_{zyy}) \Delta \alpha + D_{zy} \Delta \dot{z} + C_{zy} \Delta z - D_{yz} \Delta \dot{y} - C_{yz} \Delta y -$
 $- D_{zxy} \Delta \dot{\beta} - C_{zxy} \Delta \beta - D_{yzx} \Delta \dot{\gamma} - C_{yzx} \Delta \gamma = \omega^2 (\Delta J_{szx} - \Delta M_{oy} z_{so}) - J_{z\omega} \omega \Delta \dot{\beta};$ (5.6)
- 5) $J_y \Delta \ddot{\beta} + (D_{zxx} + D_{xzz}) \Delta \dot{\beta} + (C_{zxx} + C_{xzz}) \Delta \beta + D_{xz} \Delta \dot{x} + C_{xz} \Delta x - D_{zx} \Delta \dot{z} - C_{zx} \Delta z -$
 $- D_{xyx} \Delta \dot{\gamma} - C_{xyx} \Delta \gamma - D_{zxy} \Delta \dot{\alpha} - C_{zxy} \Delta \alpha = \omega^2 (\Delta J_{szy} + \Delta M_{ax} z_{so}) + J_{z\omega} \omega \Delta \dot{\alpha};$
- 6) $J_z \Delta \ddot{\gamma} + (D_{xyy} + D_{yxx}) \Delta \dot{\gamma} - (C_{xyy} + C_{yxx}) \Delta \gamma + D_{yx} \Delta \dot{y} + C_{yx} \Delta y - D_{xy} \Delta \dot{x} - C_{xy} \Delta x -$
 $- D_{yzx} \Delta \dot{\alpha} - C_{yzx} \Delta \alpha - D_{xyx} \Delta \dot{\beta} - C_{xyx} \Delta \beta = \omega^2 (\Delta M_{oy} x_{so} - \Delta M_{ax} y_{so});$

де M^* – спільна маса ротора і коливної системи; ΔM_ω – статичний момент маси ротора відносно осі обертання ротора z_ω ; ΔJ_s – відцентровий момент інерції; J_s – момент інерції ротора; S – центр мас ротора; ω – кутова швидкість обертання ротора; S_O – центр мас коливної системи; узагальнені координати: $\Delta\alpha, \Delta\beta, \Delta\gamma$ – малі повороти навколо нерухомих координатних осей; $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – координати точки S_O .

Для системи рівнянь (5.6) характерна велика кількість зв'язків між рухами за обраними координатами, які створюються довільним розміщенням точок приєднання пружних елементів і демпферів до коливної системи. При цьому з'являються додаткові зв'язки між 4) і 5) рівняннями системи (5.6) через гіроскопічні моменти, які містяться в правих частинах (5.6). Наявність цих зв'язків утруднює одержання інформації про незрівноваженість. Крім того, ці зв'язки утруднюють розв'язання системи рівнянь. Тому слід зменшувати кількість зв'язків між диференціальними рівняннями за рахунок обертання на нуль ряду узагальнених характеристик. Це допускають статичні (5.3) і відцентрові (5.5) моменти жорсткостей і сталих в'язкого тертя при відповідному розміщенні пружних елементів і демпферів. Однак в конкретних схемах коливних систем спрощення диференціальних рівнянь (5.6) буде різним, а тому їх слід розв'язувати стосовно часткових випадків.

Встановлення співвідношень між переміщеннями коливної частини роторної системи і незрівноваженістю ротора доцільно здійснювати для конкретних варіантів компонування систем.

Далі розглянемо два основні види коливних систем: для вертикального та для горизонтального розташування осі ротора.

Для кожного з цих видів систем встановимо залежності між переміщеннями за шістьма координатами і чинниками незрівноваженості з врахуванням пружності та сил в'язкого опору в'язей.

5.1 Коливання дослідної установки з вертикальною віссю обертання

5.1.1 Основні припущення й обмеження моделі

Скористаємось узагальненою моделлю (5.6) для опису коливань дослідної установки (рис. 3.2) з вертикальною віссю обертання.

При розрахунках коливань використана динамічна модель (рис. 5.2), що є системою, ротор якої підвішений через довільну кількість пружних опор до корпусу. Коливною вважатимемо систему платформа-ротор, що не деформується. Така коливна система здатна здійснювати малі переміщення в довільному напрямку. А така динамічна модель є узагальненою моделлю коливань типової конструкції центрифуг, сепараторів, пральних машин та ін.

Для обраної розрахункової схеми діють такі припущення:

1) пружні характеристики амортизаторів машини – лінійні. При розгляді малих коливань в розрахунок береться невелика ділянка пружної характеристики опори, в межах якої викривлення характеристики незначні й її можна вважати лінійною;

2) деформаціями платформи і ротора можна знехтувати тому, що їх жорсткості значно перевищують жорсткості пружних опор. Кріплення ротора до платформи абсолютно жорстке і забезпечує ротору тільки одну ступінь свободи щодо платформи – обертання навколо поздовжньої осі;

3) розташування центру мас незрівноваженого ротора носить випадковий характер і в довільний момент часу визначається поточними координатами, щодо осі обертання в площині, перпендикулярній до неї. У початковому стані ротор ідеально збалансований.

З урахуванням уведених припущень динамічна модель машини є абсолютно твердим тілом, пружно з'єднаним з корпусом машини, яке здатне переміщатися в будь-якому напрямку і таким чином, має шість ступенів свободи.

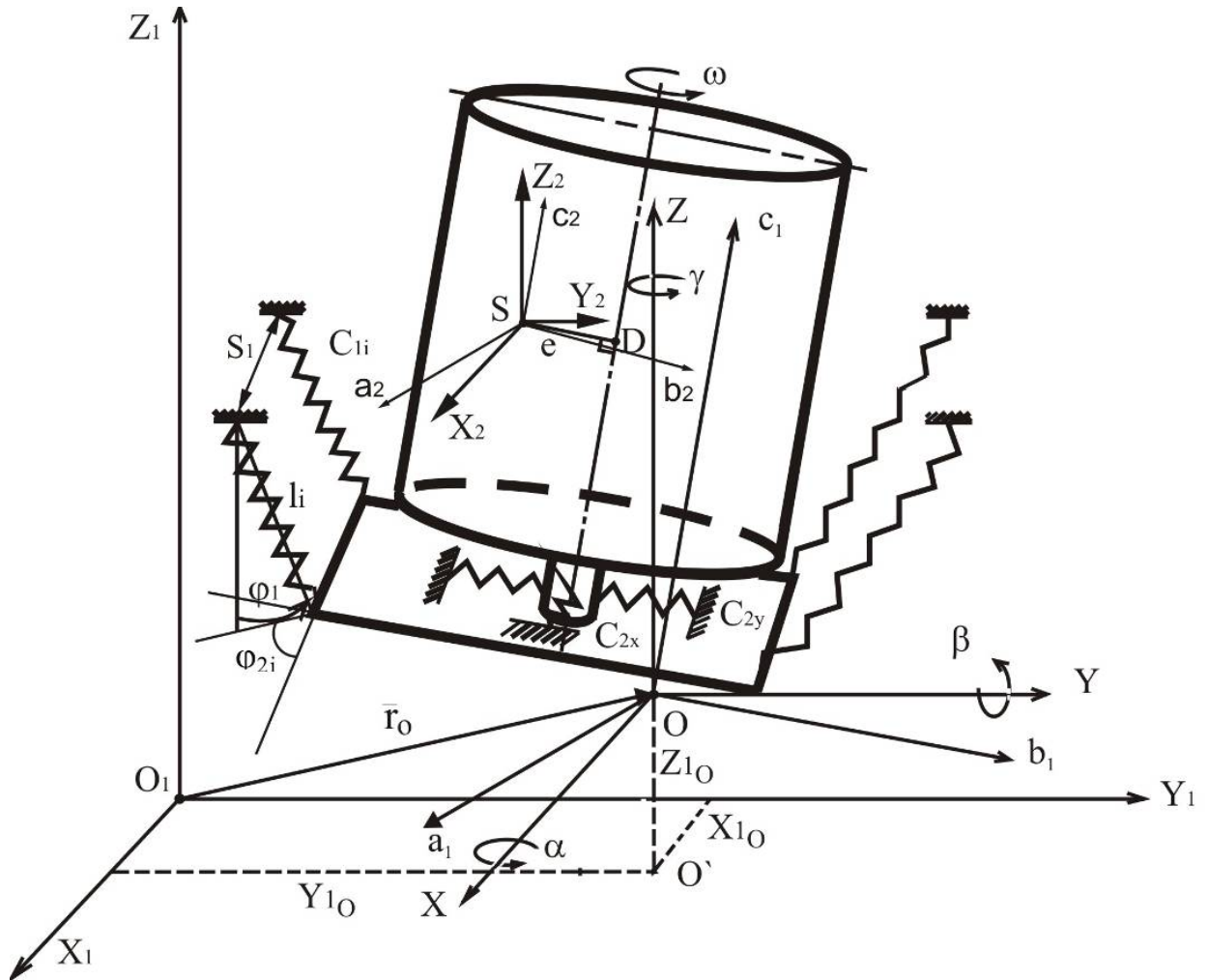


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема роторної системи з вертикальною віссю обертання

Положення коливної системи у просторі визначимо декартовими координатами центру інерції платформи – a_1, b_1, c_1 і кутами – α, β, γ , які задають повороти осей координат, жорстко зв'язаних із платформою, щодо нерухомих (зв'язаних з корпусом) осей координат. Для наочності центр мас платформи – точка O – винесений за межі платформи. Просторовий рух коливної системи подаємо як сукупність двох рухів – поступального разом із центром мас платформи й обертового навколо того самого центру.

Тоді рух коливної системи платформа-ротор розглядаємо як рух рухомої системи координат a_1, b_1, c_1 щодо нерухомої X_1, Y_1, Z_1 (рис. 5.2).

У початковому положенні при нерухомій платформі обидві ці координатні системи збігаються, тобто початок рухомої системи збігається з початком O_1 нерухомої; вісь a_1 сполучається з X_1 ; b_1 сполучається з Y_1 ; c_1 - з Z_1 . Вважатимемо, що осі a_1, b_1, c_1 є головними центральними осями ротора. При цьому врахуємо, що в загальному випадку центр мас коливної системи може не лежати на осі обертання ротора.

Для окремого вивчення поступального й обертового руху коливної системи уведемо додаткову координатну систему X, Y, Z , що поступально рухається, із центром мас в точці O системи платформа-ротор і осі якої при русі завжди залишаються паралельними до відповідних нерухомих осей, тобто $X \parallel X_1, Y \parallel Y_1, Z \parallel Z_1$.

Положення рухомої системи a_1, b_1, c_1 щодо нерухомої X_1, Y_1, Z_1 визначимо координатами x_1, y_1, z_1 її полюса O і кутами α, β, γ [221] поворотів системи a_1, b_1, c_1 навколо осей X, Y, Z , що рухаються поступально.

Таким чином, узагальненими координатами вважатимемо координати x_1, y_1, z_1 точки O й кути поворотів α, β, γ системи a_1, b_1, c_1 .

В конструкції дослідної установки з вертикальною віссю обертання (рис. 3.2) платформа підвішується до корпусу за допомогою чотирьох підвісних елементів – підпружинених металевих стрижнів.

Уведемо позначення:

C_{1i} – жорсткість пружини i -ої підвіски;

C_{2x}, C_{2y}, C_{2z} – жорсткість ущільнювальної діафрагми в напрямку осей X, Y, Z ;

l – довжина підвісного стрижня в початковому положенні за відсутності руху;

φ_1, φ_{2i} – кути напрямних косинусів у системі координат X_1, Y_1, Z_1 .

m – маса коливної системи (платформи установки);

m_2 – маса ротора (барабана установки);

$I_{a_1}, I_{b_1}, I_{c_1}$ – моменти інерцій коливної системи відносно осей a_1, b_1, c_1 відповідно;

$I_{c_2}^{(2)}$ – момент інерції ротора щодо головної центральної осі c_2 ;

x_D, y_D, z_D – координати точки D у системі координат x, y, z за відсутності коливань. Точка D – точка перетину осі обертання ротора і перпендикуляра, опущеного на вісь із точки S – центру мас ротора;

e – ексцентриситет ротора;

Δl_i – деформація i -ої підвіски;

c_{1i} – жорсткість пружини i -ої підвіски;

h_i – стала в'язкого тертя i -го демпфера;

кількість підвісок коливної системи – 4;

кількість демпферів – 4.

Повний виклад побудови диференціальних рівнянь для визначення зв'язків між переміщеннями коливної частини вертикальної роторної системи і незрівноваженістю ротора подано в [222].

5.1.2 Рівняння руху коливної системи дослідної установки

Виконуючи математичні дії, передбачені рівнянням Лагранжа з шістьма узагальненими координатами, вважаючи $\omega = \text{const}$ і опускаючи індекси при x_1, y_1, z_1 , одержимо систему з шести диференціальних рівнянь, матричний запис яких має вигляд [222]:

$$M \cdot \ddot{Q} + (G + D) \cdot \dot{Q} + C \cdot Q = F, \quad (5.7)$$

де $Q = \|q_{ij}\|_{6 \times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених координат;

$M = \|m_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця інерційних коефіцієнтів;

$G = \|g_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів;

$D = \|d_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця коефіцієнтів демпфування;

$C = \|c_{ij}^*\|_{6 \times 6}$ – матриця коефіцієнтів жорсткості;

$F = \|f_{ij}\|_{6 \times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів.

Матричні елементи системи (5.7) мають вигляд:

$$Q = (x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma)^T.$$

$$M = \begin{pmatrix} m + I_{b_1} d_3^2 + 2m_2 z_D d_3 & m_2 x_D y_D d_3 d_4 & -m_2 x_D d_3 & -m_2 y_D d_3 & I_{b_1} d_3 + m_2 z_D & -m_2 y_D - m_2 y_D z_D d_3 \\ m_2 x_D y_D d_3 d_4 & m + I_{a_1} d_4^2 + 2m_2 z_D d_4 & -m_2 y_D d_4 & -m_2 z_D - I_{a_1} d_4 & m_2 x_D y_D d_4 & m_2 x_D + m_2 x_D z_D d_4 \\ -m_2 x_D d_3 & -m_2 y_D d_4 & m & m_2 y_D & -m_2 x_D & 0 \\ -m_2 y_D d_3 & -m_2 z_D - I_{a_1} d_4 & m_2 y_D & I_{a_1} & -m_2 x_D y_D & -m_2 x_D z_D \\ I_{b_1} d_3 + m_2 z_D & m_2 x_D y_D d_4 & -m_2 x_D & -m_2 x_D y_D & I_{b_1} & -m_2 y_D z_D \\ -m_2 y_D - m_2 y_D z_D d_3 & m_2 x_D + m_2 x_D z_D d_4 & 0 & -m_2 x_D z_D & -m_2 y_D z_D & I_{c_1} \end{pmatrix}; \quad (5.8)$$

$$G = \begin{pmatrix} 0 & 2I_{c_2}^{(2)} \omega d_3 d_4 & 0 & -2I_{c_2}^{(2)} \omega d_3 & 0 & 0 \\ -2I_{c_2}^{(2)} \omega d_3 d_4 & 0 & 0 & 0 & -2I_{c_2}^{(2)} \omega d_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2I_{c_2}^{(2)} \omega d_3 & 0 & 0 & 0 & 2I_{c_2}^{(2)} \omega & 0 \\ 0 & 2I_{c_2}^{(2)} \omega d_4 & 0 & -2I_{c_2}^{(2)} \omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \quad (5.9)$$

де d_3, d_4 – коефіцієнти, що залежать від розмірів підвіски.

$$D = \left\| d_{ij} = d_{ji} = d_{kl} = \sum_1^4 h_i a_{kl}^{(i)} \right\|_{6 \times 6}, \quad (5.10)$$

тут $a_{kl}^{(i)}$ – коефіцієнти, що залежать від координат x_i, y_i, z_i точок приєднання i -ої підвіски з демпфером до платформи дослідної установки.

Елементи c_{ij}^* матриці $C = \left\| c_{ij}^* \right\|_{6 \times 6}$ мають вигляд [222]:

$$\begin{aligned}
c_{11}^* &= mg\delta_1 + \sum_1^4 c_{1i} a_{11}^{(i)} + c_{2x} (1 + z_M d_3)^2 + c_{2z} x_M^2 d_3^2 ; \\
c_{12}^* &= c_{21}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{12}^{(i)} + c_{2z} x_M y_M d_3 d_4 ; \quad c_{13}^* = c_{31}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{13}^{(i)} - c_{2z} x_M d_3 ; \\
c_{14}^* &= c_{41}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{14}^{(i)} - c_{2z} y_M x_M d_3 ; \\
c_{15}^* &= c_{51}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{15}^{(i)} + c_{2x} z_M (1 + z_M d_3) + c_{2z} x_M^2 d_3 ; \\
c_{16}^* &= c_{61}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{16}^{(i)} - c_{2x} y_M (1 + z_M d_3) ; \\
c_{22}^* &= mg\delta_2 + \sum_1^4 c_{1i} a_{22}^{(i)} + c_{2y} (1 + z_M d_4)^2 + c_{2z} y_M^2 d_4^2 ; \\
c_{23}^* &= c_{32}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{23}^{(i)} - c_{2x} y_M d_4 ; \\
c_{24}^* &= c_{42}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{24}^{(i)} - c_{2y} z_M (1 + z_M d_4) - c_{2z} y_M^2 d_4 ; \\
c_{26}^* &= c_{62}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{26}^{(i)} - c_{2y} x_M (1 + z_M d_4) ; \quad c_{33}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{33}^{(i)} + c_{2z} ; \\
c_{34}^* &= c_{43}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{34}^{(i)} + c_{2z} y_M ; \quad c_{35}^* = c_{53}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{35}^{(i)} - c_{2z} x_M ; \\
c_{36}^* &= c_{63}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{36}^{(i)} ; \quad c_{44}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{44}^{(i)} + c_{2y} z_M^2 + c_{2z} y_M^2 ; \\
c_{45}^* &= c_{54}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{45}^{(i)} - c_{2z} y_M x_M ; \quad c_{46}^* = c_{64}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{46}^{(i)} - c_{2y} x_M z_M ; \\
c_{55}^* &= \sum_1^4 c_{1i} a_{55}^{(i)} + c_{2x} z_M^2 + c_{2z} x_M^2 ; \quad c_{56}^* = c_{65}^* = \sum_1^4 c_{1i} a_{56}^{(i)} - c_{2y} y_M z_M ; \\
c_{66}^* &= \sum_1^4 c_{1i} a_{66}^{(i)} + c_{2x} z_M^2 + c_{2y} x_M^2 + mg\delta_3 ,
\end{aligned} \tag{5.11}$$

де x_M, y_M, z_M – координати точки M приєднання ущільнювальної діафрагми до платформи в системі координат X, Y, Z за відсутності рухів за узагальненими координатами;

$\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – допоміжні коефіцієнти, що залежать від параметрів підвіски.

Матриця-стовпець узагальнених силових факторів:

$$F = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (1 + z_D \cdot d_3) \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (1 + z_D \cdot d_4) \cdot \sin \omega t \\ 0 \\ -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (y_D \cos \omega t + x_D \sin \omega t) \end{pmatrix}. \quad (5.12)$$

5.1.3 Аналіз системи диференціальних рівнянь

У розглядуваному випадку, описується системою рівнянь (5.7), коливна система здійснює шестизв'язні коливання. Між узагальненими координатами для цієї розрахункової схеми роторної системи існує інерційний, дисипативний, пружний та гіроскопічний зв'язок. Це безпосередньо впливає зі структури матриць M, G, D, C .

Якщо в (5.7) покласти $x_D = y_D = 0$, що відповідає розташуванню центра мас платформи точки O на осі обертання ротора (рис. 5.2), то матриця M (5.8) набуде вигляду:

$$M = \begin{pmatrix} m + I_{b_1} d_3^2 + 2m_2 z_D d_3 & 0 & 0 & 0 & I_{b_1} d_3 + m_2 z_D & 0 \\ 0 & m + I_{a_1} d_4^2 + 2m_2 z_D d_4 & 0 & -m_2 z_D - I_{a_1} d_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_2 z_D - I_{a_1} d_4 & m_2 y_D & I_{a_1} & 0 & 0 \\ I_{b_1} d_3 + m_2 z_D & 0 & -m_2 x_D & 0 & I_{b_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{c_1} \end{pmatrix}$$

У цьому випадку маємо суттєве зменшення зв'язності коливань коливної системи.

В матриці узагальнених силових факторів F (5.15) обертаються в нуль узагальнені силові фактори за координатою γ :

$$F = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (1 + z_D \cdot d_3) \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (1 + z_D \cdot d_4) \cdot \sin \omega t \\ 0 \\ -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ 0 \end{pmatrix}.$$

За теорією коливань [223, 224] подальшого зменшення зв'язності коливань можна досягти, якщо розташувати пружні опори й демпфери таким чином, щоб точки їх приєднання до платформи утворювали геометричну фігуру, симетричну щодо координатних площин, що містять головні центральні осі інерції платформи. У цьому випадку матриці C (5.13) і D (5.11) набувають діагонального виду:

$$D = \begin{pmatrix} \sum_1^4 h_i a_{11}^{(i)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sum_1^4 h_i a_{22}^{(i)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sum_1^4 h_i a_{33}^{(i)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 h_i a_{44}^{(i)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 h_i a_{55}^{(i)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 h_i a_{66}^{(i)} \end{pmatrix},$$

$$C = \begin{pmatrix} mg\delta_1 + \sum_1^4 c_{1i} a_{11}^{(i)} + c_{2x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mg\delta_2 + \sum_1^4 c_{1i} a_{22}^{(i)} + c_{2y} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i} a_{33}^{(i)} + c_{2z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i} a_{44}^{(i)} + c_{2y} z_M^2 + c_{2z} y_M^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i} a_{55}^{(i)} + c_{2x} z_M^2 + c_{2z} x_M^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i} a_{66}^{(i)} + c_{2x} z_M^2 + c_{2y} x_M^2 + mg\delta_3 \end{pmatrix},$$

$$F = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \sin \omega t \\ 0 \\ -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot z_D \cdot \sin \omega t \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Аналіз виразів ненульових елементів матриці жорсткості C показує, що повністю усунути пружну зв'язність коливань можна за умови $c_{2x}, c_{2y}, c_{2z} = 0$. Тобто, замінивши пружну ущільнювальну діафрагму на безжорсткісну.

Остаточно матриця C має вигляд:

$$C = \begin{pmatrix} mg\delta_1 + \sum_1^4 c_{1i}a_{11}^{(i)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mg\delta_2 + \sum_1^4 c_{1i}a_{22}^{(i)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i}a_{33}^{(i)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i}a_{44}^{(i)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i}a_{55}^{(i)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sum_1^4 c_{1i}a_{66}^{(i)} + mg\delta_3 \end{pmatrix}$$

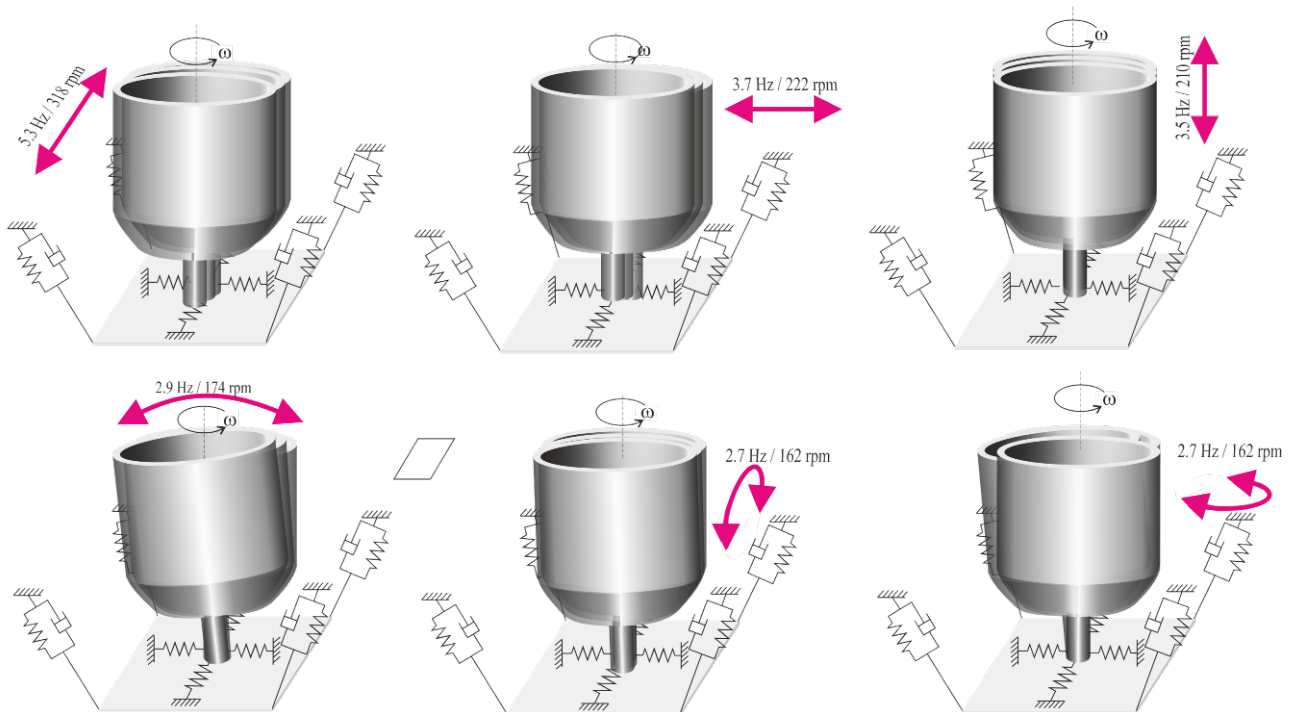


Рисунок 5.3 – Анімація сліду перших шести власних мод з відповідними частотами

Таблиця 5.1 - Параметри роторної системи дослідної установки

Параметр	Базовий варіант	Змінений варіант
Маса системи m , кг	19	19
Маса барабана m_2 , кг	6,5	6,5
Момент інерції системи відносно осей		
J_X , кг·м ²	1,16	1,16
J_Y , кг·м ²	1,11	1,11
J_Z , кг·м ²	0,99	0,99
Момент інерції барабана відносно осі обертання J , кг·м ²	0,139	0,139
Жорсткість підвісного стержня		
C_{11} , Н·м ⁻¹	2400	2400
C_{12} , Н·м ⁻¹	3300	2400
C_{13} , Н·м ⁻¹	3300	2400
C_{14} , Н·м ⁻¹	2400	2400
Жорсткість діафрагми вздовж осі		
C_{2X} , Н·м ⁻¹	1700	0
C_{2Y} , Н·м ⁻¹	1700	0
C_{2Z} , Н·м ⁻¹	900	0
Кути нахилу підвісних стержнів		
φ_1 , рад	0,3491	0,3491
φ_{21} , рад	5,4978	5,4978
φ_{22} , рад	0,7854	0,7854
φ_{23} , рад	2,3562	2,3562
φ_{24} , рад	3,9270	3,9270
Довжина підвісного стрижня l , м	0,1	0,1
Ексцентриситет барабана e , м	0,015	0,015
Координати т. D – точки перетину осі обертання барабана з перпендикуляром, опущеним на вісь з т. S – центра мас барабана	x_D 0,005 y_D -0,031 z_D 0,359	0 0 0,353
Координати т. M – точки кріплення діафрагми до платформи	x_M 0,005 y_M -0,031 z_M 0,091	0 0 0,085
Координати точок кріплення підвісних стрижнів до платформи	(0,151; 0,151; 0,018) (0,151; -0,177; 0,018) (-0,141; -0,177; 0,018) (-0,141; 0,151; 0,018)	(0,151; 0,151; 0,018) (0,151; -0,177; 0,018) (-0,141; -0,177; 0,018) (-0,141; 0,151; 0,018)
Коефіцієнти в'язкого тертя демпферів h , кг·с ⁻¹	53	53

Для перевірки одержаних висновків і рекомендацій з компонування машини були проведені імітаційні дослідження моделі дослідної установки з вертикальним ротором з використанням системи комп'ютерної математики Matlab.

Розрахунок виявив наступний спектр власних частот коливань системи платформа-ротор: 5,3; 3,7; 3,5; 2,9; 2,7; 2,7 Гц (рис. 5.3). Розраховані значення власних частот коливань системи ротор-платформа є суттєво меншими робочої частоти обертання барабана, що дорівнює 15 Гц. Практично всі знайдені значення розташовані в достатньо вузькому інтервалі.

Для перевірки зазначених припущень модель дослідної установки була модифікована, для чого жорсткість підвісних стрижнів була прийнята однаковою.

В таблиці 5.1 подано вихідні дані для базової і модифікованої конструкцій (значення вхідних параметрів визначались за методиками, викладеними в Додатку Г).

Результати імітаційного моделювання показали принципову можливість зниження небажаних вібрацій підвісної частини машини.

На рис. 5.4 показані порівняльні амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) системи з штучним дисбалансом барабана 9500 г·см, що відповідає реальній завантаженій машині, до і після модифікації конструкції.

Результатом дослідження впливу нерівножорсткості системи на вібростійкість є: підвісні стрижні з неоднаковою жорсткістю не лише підвищують зв'язність коливань, але і підвищують рівень горизонтальних вібрацій (рис. 5.4). Найбільш чутливим до нерівножорсткості параметром є рівень вертикальних вібрацій (рис. 5.5).

Момент інерції системи платформа-ротор відносно осей X і Y в ідеальному варіанті мають бути однаковими [219]. Базова конструкція дослідної установки, параметри якої наведені у таблиці 5.1, має неоднакові моменти інерції, що призводить до зростання амплітуди горизонтальних вібрацій. При цьому вісь барабана описує еліпс (рис. 5.6).

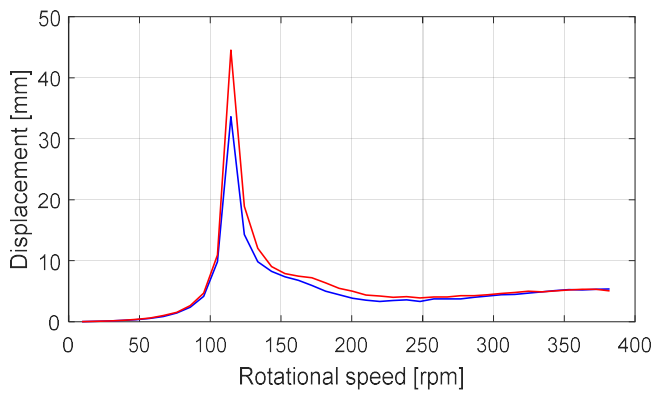


Рисунок 5.4 – Порівняльні АЧХ барабана з дисбалансом 9500 г·см для початкової конструкції і удосконаленої конструкції машини

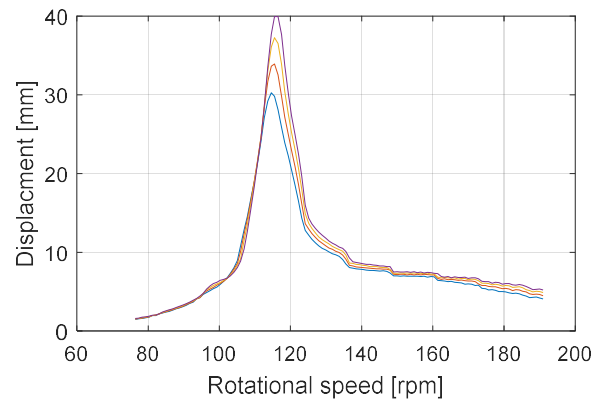


Рисунок 5.5 – Порівняльні АЧХ, зняті за різних значень жорсткості стрижнів (2400, 2700, 3000, 3300 Н·м⁻¹)

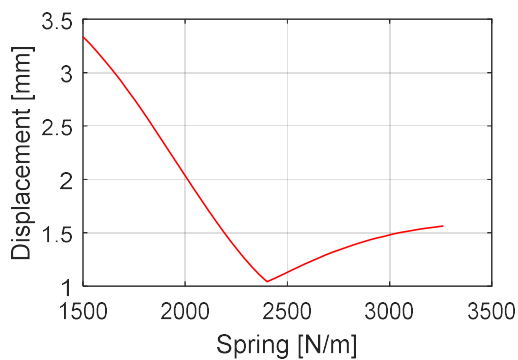


Рисунок 5.6 – Зростання вертикальних вібрацій при зміні жорсткості двох з чотирьох стрижнів від значення 2400 Н/м на резонансі

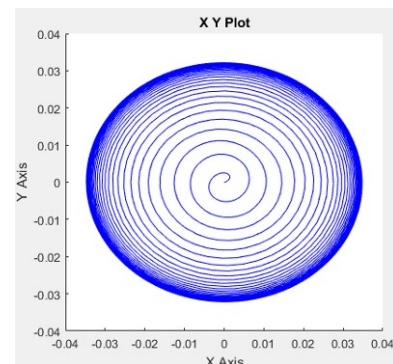


Рисунок 5.7 - Еліптична траєкторія руху осі барабана

Одержані теоретичні результати перевірені на удосконаленій експериментальній установці (рис. 3.2). Результати показали зниження рівня вібрацій машини на резонансі та задовільний збіг експериментальних і результатів чисельного моделювання.

5.1.4 Оцінка впливу зміни динаміки вертикальної роторної системи на ефективність автобалансування

Емпірично оцінимо, як запропоновані методи і засоби зниження вібрації роторної машини з вертикальною віссю обертання вплинуть на ефективність автобалансування. Для цього скористаємось експериментальною установкою, описаною в п.п. 3.1 (рис. 3.2).

Для приведення конструкції машини до основних вимог, викладених вище, після попередніх розрахунків змінена конструкція підвіски системи платформа-ротор, що включає: зведення центра мас платформи до осі обертання барабана (замість початкової противаги вагою 1 кг на платформі експериментальної установки на протилежній від двигуна стороні був встановлений вантаж масою 3 кг); вирівнювання жорсткостей пружних елементів підвіси (у всіх опорах встановлені пружини з жорсткістю $2,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$); заміну пружної діафрагми початкової конструкції установки на безжорсткісну (замінена гумова діафрагма на прогумовану матерчату). Експериментальним шляхом встановлено, що таке доопрацювання підвіси дозволило знизити значення резонансної частоти обертання на 30 – 40 %.

Перераховані вище заходи щодо зменшення зв'язності коливань і підвищення вібростійкості не дозволяють повністю усунути коливання машини, викликані незрівноваженістю ротора через присутність дисбалансу під час роботи. Подальше підвищення вібростійкості машини може бути пов'язане із застосуванням автоматичного балансування, що дозволяє зменшити збуджуючі сили за рахунок зниження величини дисбалансу ротора.

Для оцінки впливу зазначених методів і засобів покращення динаміки машини знімалися амплітудно-частотні характеристики коливань верхнього краю ротора до і після доопрацювання підвіски системи платформа-ротор при дисбалансі 3000 г·см і 1000 г·см. Всі вимірювання проводилися відповідно до методики, описаної в п.п. 3.1, за допомогою вібровимірювального стенду.

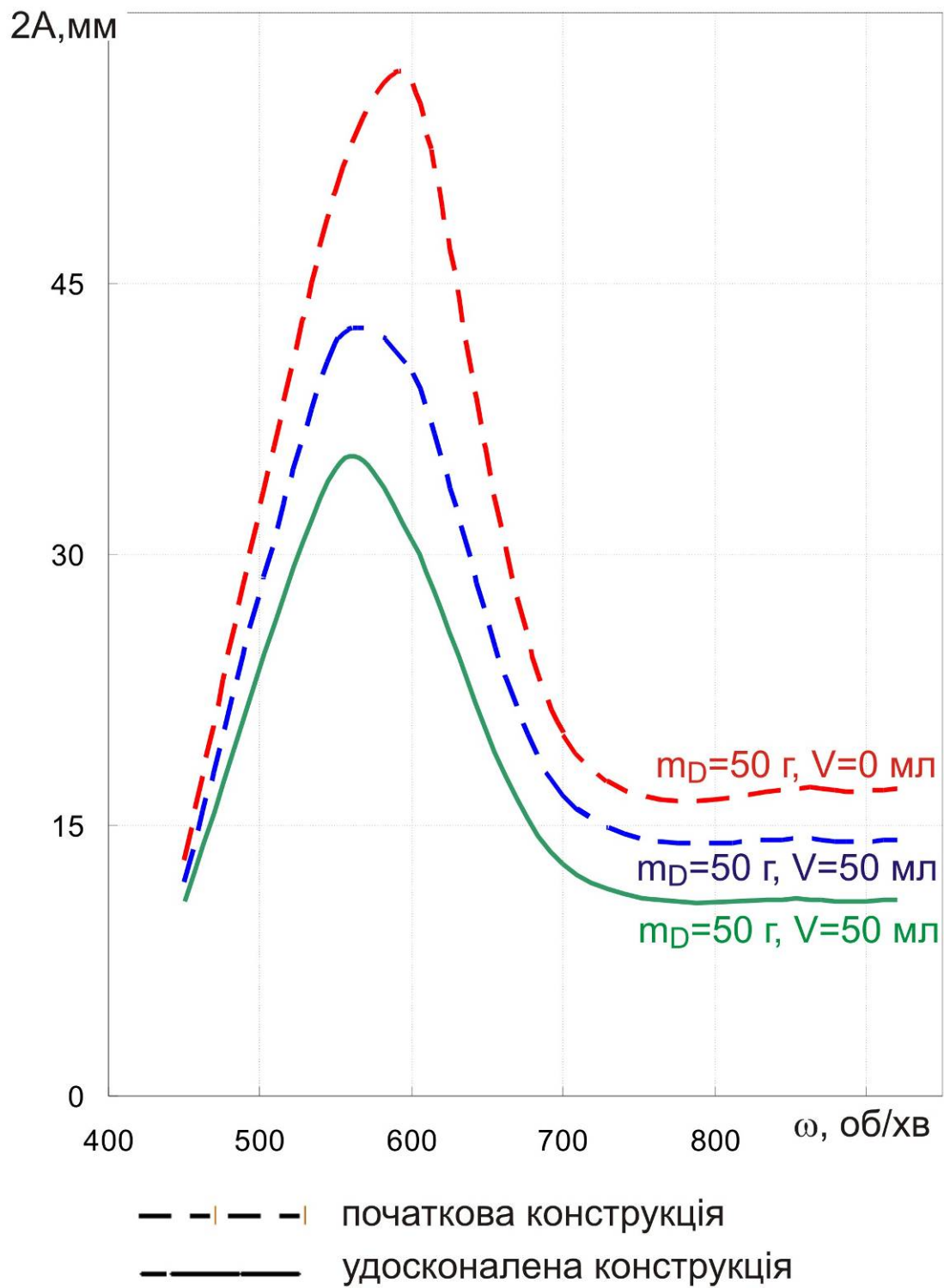


Рисунок 5.9 – Амплітудно-частотна характеристика коливань верхнього краю барабана при дисбалансі 1000 г·см

На рис. 5.8, 5.9 подані АЧХ коливань верхнього краю барабана для початкового (базового) і удосконаленого варіантів роторної системи дослідної установки при встановленні автобалансира з оптимальним заповненням рідиною.

З метою зменшення випадкової похибки при проведенні експериментів кожен дослід повторювався багаторазово, а отримані дані оброблялися методами математичної статистики.

Порівнюючи отримані амплітудно-частотні характеристики, можна зробити висновок, що автобалансирувальний пристрій дозволяє знизити рівень вібрацій ротора початкової конструкції машини на резонансі майже в 2 рази і 1,5 рази на робочих частотах обертання. Зниження резонансної частоти коливань системи платформа-ротор дозволяє підвищити ефективність роботи розробленого АБП. Як видно з рис. 5.8 з його допомогою після відповідного доопрацювання підвіски вдалося знизити резонансні коливання ротора не менше ніж в 3 рази і в 2 рази зменшити рівень вібрацій на робочих частотах обертання.

Зазначена ефективність зниження вібрацій за допомогою АБП має місце тільки при максимальних значеннях дисбалансу. З АЧХ коливань верхнього краю ротора при дисбалансі 1000 г·см, наведених на рис. 5.9, видно, що амплітуда коливань ротора на робочій частоті знизилася на 40-50 %, а на резонансі на 60-70 %. З наведених залежностей можна також зробити висновок, що, по-перше, використання балансира рідинного типу за невеликих значень дисбалансу на робочій частоті обертання є менш ефективним, по-друге, запропоноване доопрацювання підвіски, яке призводить до зниження частоти резонансу і зменшення зв'язності коливань, сприятливо позначається на перехідній характеристиці при розгоні ротора і збільшує ефективність роботи рідинного автобалансира при проході через резонанс.

Отже, для роторної установки з вертикальною віссю обертання досягнуто зниження рівня вібрацій в 1,5 рази за рахунок застосування балансира

рідинного типу та в 2 рази за рахунок доопрацювання конструкцій підвіски і встановлення автобалансира.

5.2 Коливання дослідної установки з горизонтальною віссю обертання

5.2.1 Основні припущення й обмеження моделі

З метою підвищення ефективності автоматичного балансування роторів машин зі змінним дисбалансом були проведені теоретичні дослідження малих коливань горизонтальної роторної системи бак-барабан дослідної установки з горизонтальною віссю обертання ротора, описаної в п.п. 3.1 (рис. 3.14).

Динамічна модель роторної установки з горизонтальною віссю обертання описує систему, в якій робочий орган підвішений через довільну кількість пружних опор до рами машини і здатний при коливаннях здійснювати малі переміщення в будь-якому напрямку. Робочим органом машини прийнята система бак-барабан – коливна система. Барабан (масою m_2) реальної типової конструкції (експериментальної установки) консольно-закріплений в середині бака, і здійснює обертовий рух відносно поздовжньої осі; бак (масою m_1) в свою чергу пружно-підвішений до корпусу машини.

Для обраної розрахункової схеми прийняті ті самі допущення, що і в п.п. 5.1, з тією різницею, що під платформою слід приймати бак машини.

Таким чином, динамічна модель машини є абсолютно жорстким тілом, пружно з'єднаним з корпусом машини, яке здатне зміщуватись в будь-якому напрямку і має, таким чином, шість ступенів свободи. У цьому тілі є порожнина, в якій обертається ротор із кутовою швидкістю ω і опирається на абсолютно жорсткі опори, які містяться в тому самому тілі (рис. 5.10) [162].

Положення цієї системи в просторі визначається шістьма узагальненими координатами: трьома декартовими координатами центра інерції бака машини і трьома кутами, що задають повороти осей координат, які жорстко зв'язані з баком, відносно нерухомих осей координат, зв'язаних з корпусом.

Тож просторовий рух коливної системи подається як сукупність двох рухів: поступального разом із центром мас і обертового навколо центра мас.

Рух коливної системи розглядається як рух рухомої системи координат a_1, b_1, c_1 відносно нерухомої X_1, Y_1, Z_1 (рис. 5.10).

У початковому положенні для нерухомого ротора обидві системи координат суміщаються: початок рухомої системи суміщається з початком нерухомої O_1 ; вісь a_1 суміщається з X_1 ; b_1 – з Y_1 та c_1 – з Z_1 . Вважатимемо, що осі a_1, b_1, c_1 є головними центральним осями інерції бака. При цьому врахуємо, що в загальному випадку центр мас бака точка O може не належати осі обертання барабана.

Для окремого вивчення поступального і обертового рухів коливної системи уведемо додаткову систему координатну X, Y, Z , що поступально рухається з центром мас бака точкою O , а осі якої при русі завжди залишаються паралельними відповідним нерухомим осям, тобто $X \parallel X_1, Y \parallel Y_1, Z \parallel Z_1$.

Положення рухомої системи a_1, b_1, c_1 щодо нерухомої X_1, Y_1, Z_1 визначається координатами x_1, y_1, z_1 її полюса O і кутами α, β, γ поворотів системи a_1, b_1, c_1 навколо осей X, Y, Z , що рухаються поступально.

Отже, узагальненими є координати x_1, y_1, z_1 точки O і малі кути поворотів α, β, γ системи a_1, b_1, c_1 .

Уведемо позначення:

m_1 – маса бака; m_2 – маса барабана установки;

$m = m_1 + m_2$ – маса коливної системи;

$J_{a_1}^{(1)}, J_{b_1}^{(1)}, J_{c_1}^{(1)}$ – моменти інерцій бака щодо головних центральних осей a_1, b_1, c_1 відповідно;

a_2, b_2, c_2 – головні центральні осі інерції барабана;

$J_{a_2}^{(2)}, J_{b_2}^{(2)}, J_{c_2}^{(2)}$ – моменти інерцій ротора щодо головних центральних осей a_2, b_2, c_2 , відповідно (рис. 5.10);

S – центр мас барабана;

D – точка перетину осі обертання барабана з площиною, що проходить через центр мас барабана (точку S), перпендикулярно до осі його обертання. У початковому стані та за відсутності ексцентриситету ($e = 0$) точка S збігається з точкою D , а вісь a_2 суміщається з осями X_2, a_3, X_3 ; вісь b_2 – з осями Y_2, b_3, Y_3 ; вісь c_2 – з осями Z_2, c_3, Z_3 . У початковому стані осі Y, Y_1, Y_2, Y_3 та b_1, b_2, b_3 паралельні до осі обертання барабана. У такій системі координат переміщення барабана у загальному випадку подається як сума поступального переміщення з центром мас в точці S і обертання навколо цього центра мас;

x_D, y_D, z_D – координати точки D в системі координат X_1, Y_1, Z_1 (рис. 5.10);

$J_{a_1} = J_{a_1}^{(1)} + J_{a_2}^{(2)} + m_2 \cdot (y_D^2 + z_D^2)$ – головний момент інерції коливної системи щодо осі a_1 ;

$J_{b_1} = J_{b_1}^{(1)} + J_{b_2}^{(2)} + m_2 \cdot (z_D^2 + x_D^2)$ – головний момент інерції коливної системи щодо осі b_1 ;

$J_{c_1} = J_{c_1}^{(1)} + J_{c_2}^{(2)} + m_2 \cdot (x_D^2 + y_D^2)$ – головний момент інерції коливної системи щодо осі c_1 ;

кількість пружних елементів коливної системи – k , кількість демпферів – l .

Покроковий виклад побудови диференціальних рівнянь для визначення зв'язків між переміщеннями коливної частини горизонтальної роторної системи і незрівноваженістю ротора подано в [162, 16].

5.2.2 Рівняння руху коливної системи дослідної установки

Виходячи з рівняння Лагранжа 2-го роду (5.1) одержимо диференціальні рівняння коливань системи барабан – бак дослідної установки з горизонтальною віссю обертання (рис. 3.14) з урахуванням розсіювання енергії демпфування за Релеєм для шести узагальнених координат $x_1, y_1, z_1, \alpha, \beta, \gamma$. Вважаємо $\omega = \text{const}$, опустивши індекси при x_1, y_1, z_1 , одержимо систему диференціальних рівнянь вільних і вимушених коливань роторної установки, які враховують гіроскопічні моменти і демпфування коливань:

$$m \cdot \ddot{x} + m_2 \cdot \ddot{\beta} \cdot z_D - m_2 \cdot \ddot{\gamma} \cdot y_D + x \cdot \sum_1^k c_{xi} + \beta \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i - \gamma \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot y_i + \\ + \dot{x} \cdot \sum_1^l h_{xi} + \dot{\beta} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i - \dot{\gamma} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot y_i = m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \sin \omega t;$$

$$m \cdot \ddot{y} - m_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot z_D + m_2 \cdot \ddot{\gamma} \cdot x_D + y \cdot \sum_1^k c_{yi} - \alpha \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot z_i + \gamma \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i + \\ + \dot{y} \cdot \sum_1^l h_{yi} - \dot{\alpha} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot z_i + \dot{\gamma} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot x_i = 0;$$

$$m \cdot \ddot{z} + m_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot y_D - m_2 \cdot \ddot{\beta} \cdot x_D + z \cdot \sum_1^k c_{zi} + \alpha \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i - \beta \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot x_i + \\ + \dot{z} \cdot \sum_1^l h_{zi} + \dot{\alpha} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i - \dot{\beta} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i = m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos \omega t;$$

$$J_{a1} \cdot \ddot{\alpha} - m_2 \cdot \ddot{\gamma} \cdot z_D + m_2 \cdot \ddot{z} \cdot y_D - m_2 \cdot \ddot{\beta} \cdot y_D \cdot x_D - m_2 \cdot \ddot{\gamma} \cdot x_D \cdot z_D - 2 \cdot J_{b2}^{(2)} \cdot \omega \cdot \dot{\gamma} - \\ - y \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot z_i + z \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i + \alpha \cdot \left(\sum_1^k c_{zi} \cdot y_i^2 + \sum_1^k c_{yi} \cdot z_i^2 \right) - \beta \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot x_i \cdot y_i - \\ - \gamma \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i \cdot y_i - \dot{y} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot z_i + \dot{z} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i + \dot{\alpha} \cdot \left(\sum_1^l h_{zi} \cdot y_i^2 + \sum_1^l h_{yi} \cdot z_i^2 \right) - \\ - \dot{\beta} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i \cdot y_i - \dot{\gamma} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot x_i \cdot z_i = m_2 \cdot y_D \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos \omega t; \quad (5.16)$$

$$J_{b1} \cdot \ddot{\beta} + m_2 \cdot \ddot{x} \cdot z_D - m_2 \cdot \ddot{z} \cdot x_D - m_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot y_D \cdot x_D - m_2 \cdot \ddot{\gamma} \cdot y_D \cdot z_D + \\ + x \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i - z \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot x_i - \alpha \cdot \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i \cdot x_i + \beta \cdot \left(\sum_1^k c_{xi} \cdot z_i^2 + \sum_1^k c_{zi} \cdot x_i^2 \right) - \\ - \gamma \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot y_i \cdot z_i + \dot{x} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i - \dot{z} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i + \dot{\beta} \cdot \left(\sum_1^l h_{xi} \cdot z_i^2 + \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i^2 \right) - \\ - \dot{\alpha} \cdot \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i \cdot x_i - \dot{\gamma} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot y_i \cdot z_i = -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (y_D \cdot \cos \omega t - z_D \cdot \sin \omega t);$$

$$J_{c1} \cdot \ddot{\gamma} - m_2 \cdot \ddot{x} \cdot y_D + m_2 \cdot \ddot{y} \cdot x_D - m_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot x_D \cdot z_D - m_2 \cdot \ddot{\beta} \cdot y_D \cdot z_D + 2 \cdot J_{b2}^{(2)} \cdot \omega \cdot \dot{\alpha} - \\ - x \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot y_i + y \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i + \gamma \cdot \left(\sum_1^k c_{yi} \cdot x_i^2 + \sum_1^k c_{xi} \cdot y_i^2 \right) - \alpha \cdot \sum_1^k c_{yi} \cdot z_i \cdot x_i - \\ - \beta \cdot \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i \cdot y_i - \dot{x} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot y_i + \dot{y} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot x_i + \dot{\gamma} \cdot \left(\sum_1^l h_{yi} \cdot x_i^2 + \sum_1^l h_{xi} \cdot y_i^2 \right) - \\ - \dot{\beta} \cdot \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i \cdot y_i - \dot{\alpha} \cdot \sum_1^l h_{yi} \cdot z_i \cdot x_i = -m_2 \cdot y_D \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \sin \omega t.$$

Уведемо матриці:

$Q = \|q_{ij}\|_{6 \times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених координат;

$M = \|m_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця інерційних коефіцієнтів (коефіцієнтів при \ddot{x} , \ddot{y} , \ddot{z} , $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$, $\ddot{\gamma}$);

$G = \|g_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів;

$D = \|d_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця коефіцієнтів демпфування (коефіцієнтів, що містять h_{x_i} , h_{y_i} , h_{z_i} при \dot{x} , \dot{y} , \dot{z} , $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$, $\dot{\gamma}$);

$C = \|c_{ij}\|_{6 \times 6}$ – матриця коефіцієнтів жорсткості (коефіцієнтів при узагальнених координатах x , y , z , α , β , γ);

$F = \|f_{ij}\|_{6 \times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів (елементи матриці - праві частини рівнянь).

$$M = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & m_2 \cdot z_D & -m_2 \cdot y_D \\ 0 & m & 0 & -m_2 \cdot z_D & 0 & m_2 \cdot x_D \\ 0 & 0 & m & m_2 \cdot y_D & -m_2 \cdot x_D & 0 \\ 0 & -m_2 \cdot z_D & m_2 \cdot y_D & J_{a1} & -m_2 \cdot y_D \cdot x_D & -m_2 \cdot z_D \cdot x_D \\ m_2 \cdot z_D & 0 & -m_2 \cdot x_D & -m_2 \cdot y_D \cdot x_D & J_{b1} & -m_2 \cdot z_D \cdot y_D \\ -m_2 \cdot y_D & m_2 \cdot x_D & 0 & -m_2 \cdot z_D \cdot x_D & -m_2 \cdot z_D \cdot y_D & J_{c1} \end{pmatrix};$$

$$G = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2 \cdot J_{b2}^{(2)} \cdot \omega \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 \cdot J_{b2}^{(2)} \cdot \omega & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$D = \begin{pmatrix} \sum_1^l h_{xi} & 0 & 0 & 0 & \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i & -\sum_1^l h_{xi} \cdot y_i \\ 0 & \sum_1^l h_{yi} & 0 & -\sum_1^l h_{yi} \cdot z_i & 0 & \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i \\ 0 & 0 & \sum_1^l h_{zi} & \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i & -\sum_1^l h_{zi} \cdot x_i & 0 \\ 0 & -\sum_1^l h_{yi} \cdot z_i & \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i & \sum_1^l h_{zi} \cdot y_i^2 + \sum_1^l h_{yi} \cdot z_i^2 & -\sum_1^l h_{zi} \cdot x_i \cdot y_i & -\sum_1^l h_{yi} \cdot x_i \cdot z_i \\ \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i & 0 & -\sum_1^l h_{zi} \cdot x_i & -\sum_1^l h_{zi} \cdot x_i \cdot y_i & \sum_1^l h_{xi} \cdot z_i^2 + \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i^2 & -\sum_1^l h_{xi} \cdot y_i \cdot z_i \\ -\sum_1^l h_{xi} \cdot y_i & \sum_1^l h_{zi} \cdot x_i & 0 & -\sum_1^l h_{yi} \cdot x_i \cdot z_i & -\sum_1^l h_{xi} \cdot y_i \cdot z_i & \sum_1^l h_{yi} \cdot x_i^2 + \sum_1^l h_{xi} \cdot y_i^2 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} \sum_1^k c_{xi} & 0 & 0 & 0 & \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i & -\sum_1^k c_{xi} \cdot y_i \\ 0 & \sum_1^k c_{yi} & 0 & -\sum_1^k c_{yi} \cdot z_i & 0 & \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i \\ 0 & 0 & \sum_1^k c_{zi} & \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i & -\sum_1^k c_{zi} \cdot x_i & 0 \\ 0 & -\sum_1^k c_{yi} \cdot z_i & \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i & \sum_1^k c_{zi} \cdot y_i^2 + \sum_1^k c_{yi} \cdot z_i^2 & -\sum_1^k c_{zi} \cdot x_i \cdot y_i & -\sum_1^k c_{yi} \cdot x_i \cdot z_i \\ \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i & 0 & -\sum_1^k c_{zi} \cdot x_i & -\sum_1^k c_{zi} \cdot x_i \cdot y_i & \sum_1^k c_{xi} \cdot z_i^2 + \sum_1^k c_{zi} \cdot x_i^2 & -\sum_1^k c_{xi} \cdot y_i \cdot z_i \\ -\sum_1^k c_{xi} \cdot y_i & \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i & 0 & -\sum_1^k c_{yi} \cdot x_i \cdot z_i & -\sum_1^k c_{xi} \cdot y_i \cdot z_i & \sum_1^k c_{yi} \cdot x_i^2 + \sum_1^k c_{xi} \cdot y_i^2 \end{pmatrix}$$

$$Q = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{pmatrix}; \quad F = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \sin \omega t \\ 0 \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot y_D \cdot \cos \omega t \\ -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot (x_D \cos \omega t - z_D \sin \omega t) \\ -m_2 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot y_D \cdot \sin \omega t \end{pmatrix}.$$

Тоді згідно з правилом множення матриць систему (5.16) запишемо одним матричним рівнянням з невідомою матрицею Q:

$$M \cdot \ddot{Q} + (G + D) \cdot \dot{Q} + C \cdot Q = F. \quad (5.17)$$

В одержаній системі рівнянь (5.16) ліві частини відображають властивості баку дослідної установки, що коливається, включаючи гіроскопічні моменти. Праві частини рівнянь – це узагальнені силові чинники.

5.2.3 Аналіз лінійних диференціальних рівнянь руху

Система лінійних диференціальних рівнянь (5.16) ілюструє наявність значної кількості зв'язків між рухами за обраними координатами. Така кількість зв'язків обумовлена довільним розміщенням точок приєднання пружних елементів і демпферів до рухомої частини роторної машини, а також тим, що центр мас бака і центр мас зрівноваженого барабана не співпадають. У розглядуваному загальному випадку руху, описаному системою рівнянь (5.16), коливна система здійснює шестизв'язні коливання, за яких збурення, що діє в одному напрямку, викликає коливання уздовж і навколо всіх осей будь-якої декартової системи координат, що задіяна для визначення положення коливної частини роторної машини.

З теорії коливань випливає, що чим нижча зв'язність коливань, тим вужчий спектр власних частот, за інших рівних умов, тобто тим меншою є різниця між найвищою та найнижчою частотами вільних коливань. Більше того, коли всі шість частот зв'язані, а виникає необхідність змінити значення однієї з них, то це призводить до зміни значень інших частот. Все це суттєво ускладнює задачу зниження динамічної активності коливної системи. З'ясуємо практичні шляхи зменшення зв'язності коливань, які можна реалізувати на етапі конструювання роторної машини.

По-перше, розглянемо потенційні умови для усунення зв'язків між коливаннями відносно узагальнених координат q_i коливної системи, тобто як, виходячи з рівнянь (5.16), розділити рухи, які спрямовані уздовж і навколо осей X , Y , Z рухомої системи координат. Повне розділення вільних коливань відбудеться у випадку діагональності матриці коефіцієнтів жорсткості C (тобто коли всі елементи матриці c_{ij} , для яких $i \neq j$, дорівнюють нулю).

Структурно елементи c_{ij} матриці жорсткості C поділяються на: елементи c_{ij} , які мають вигляд (5.2) є сумарними жорсткостями, їх вирази додатні; елементи c_{ij} , які мають вигляд (5.3) є статичними моментами жорсткості щодо координатних площин системи, мають той самий знак як і статичні моменти

мас, відносно координатних площин, тобто можуть бути додатними, від'ємними і обертатись на нуль; елементи c_{ij} , які мають вигляд (5.4) є крутильними жорсткостями підвіски коливної системи, мають той самий знак як і моменти інерції відносно координатних осей X, Y, Z , завжди додатні; елементи c_{ij} , які мають вигляд (5.5) є відцентровими моментами жорсткостей відносно пар координатних площин. Вони мають той самий знак як і відцентрові моменти інерції, тобто є або додатними, або від'ємними, або дорівнюють нулю.

Така аналогія за знаками дозволяє розробити правила, за яких позадіагональні елементи матриці жорсткості – статичні та відцентрові моменти жорсткостей є нулями, що є умовою розділення коливань системи. Зокрема, відцентрові і статичні моменти жорсткостей обернуться на нуль, якщо координатні площини, відносно яких визначені ці моменти, будуть площинами симетрії підвіски коливної системи.

Подібні міркування є справедливими і для структури елементів матриці демпфірування.

Для повного розділення вільних коливань (за відсутності обертання барабана) необхідно, щоб також діагональною була матриця інерційних коефіцієнтів M . Із структури елементів матриці M , вона набуде діагонального вигляду у випадку збігу центра мас бака (точки O) з центром мас зрівноваженого барабана (точки D), тобто за умови: $x_D = y_D = z_D = 0$ (рис. 5.10). За цієї умови при розгляді вимушених коливань системи барабан – бак дослідної установки обертаються на нуль узагальнені силові чинники за координатами α, β і γ . Це безпосередньо впливає зі змісту виразів для відповідних елементів матриці F . Очевидно, що відсутність збурень за цими координатами за інших рівних умов спричинить зниження динамічної активності коливної системи.

Проте на практиці через випадковий характер розташування дисбалансу барабана роторної машини за місцем і часом не вдається досягти повного збігу центра мас зрівноваженого барабана і центра мас бака. Тому для підвищення

вібростійкості роторної машини є необхідним, щоб центр мас бака містився на осі обертання барабана найближче до його центра мас. Саме виконання цієї умови забезпечує автоматичне балансування роторної машини рідинними пристроями прямої дії.

Однак, через наявність гіроскопічного зв'язку між узагальненими координатами α та γ практично є неможливим повне розділення коливань системи барабан-бак. Але щонайбільше зменшення зв'язності коливань суттєво зменшує вібрації роторної машини [218, 223].

Розглянемо поняття центру і осей жорсткості системи пружних опор. Якщо припустити, що головні осі пружності амортизаторів паралельні до осей координат, то зсув коливної системи у напрямку однієї з осей координат викличе появу паралельних реакцій опор, направлених точно проти зсуву. Система цих паралельних сил має рівнодійну, пряма дії якої називається віссю жорсткості підвіски [224].

У загальному випадку осями жорсткості системи опор є три перехресні прямі. За певного вибору жорсткостей і розташування опор можна домогтися того, щоб будь-які дві або три осі жорсткості перетиналися. Точка перетину двох осей жорсткості називається центром жорсткості, точка перетину трьох осей – головним центром жорсткості. В деяких випадках вісь жорсткості може розташовуватись так, щоб відцентрові моменти відносно двох інших осей жорсткості, взаємно перпендикулярних між собою і ортогональних до розглядуваної, будуть рівні нулю. За такої умови вісь жорсткості є головною.

Аналогічні визначення є справедливими і відносно головних осей сталих в'язкого тертя. Частковий випадок, коли жорсткості (сталі в'язкого тертя) всіх опор (демпферів) рівні, можна трактувати так: точки приєднання пружних опор (демпферів) до баку машини повинні утворювати геометричну фігуру, симетричну відносно координатних площин, які містять головні центральні осі інерції бака.

За використання диференціальних рівнянь руху (5.16) слід зазначити, що моменти інерцій J_{a_1} , J_{b_1} , J_{c_1} коливної системи визначені відносно головних центральних осей бака. Тому, якщо центр мас бака не співпадає з центром мас барабана, необхідно виконати відповідний перерахунок моментів інерції барабана і всієї коливної системи відносно головних центральних осей бака.

Чисельно проаналізуємо одержану математичну модель динаміки роторної системи дослідної установки 3 (рис. 3.12) з параметрами, що подані в таблиці 5.2, за допомогою пакета прикладних програм для числового аналізу MATLAB.

В імітаційному моделюванні постає проблема генерування вхідних даних, які є адекватними реальним, зокрема, в цій задачі – адекватними дійсній швидкості обертання.

Таблиця 5.2 - Параметри роторної машини дослідної установки 3

Параметри роторної машини	Числові характеристики
Маса баку m_1 , кг	48.2
Маса барабана m_2 , кг	12.5
Жорсткість кожної з пружин підвіски c , Н/мм	6.087
Кут нахилу пружин α	75°
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера h , Н·с/м	174.4
Кут нахилу демпферів	70°
Ексцентриситет e , мм	14.8
Кількість пружних елементів коливної системи k	4
Кількість демпферів l	2

Авторами в [225] в рамках розв'язання цієї проблеми використано експоненціальний вираз для одержання кривої характеристичної швидкості b , що має наростання і стабілізацію до кінцевого значення швидкості:

$$b = B(1 - e^{-1/1.8t}),$$

де B – кінцева швидкість обертання підвісної частини в об/хв., t – час.

Моделювання за допомогою цього рівняння показало, що під час швидкого розгону при проходженні резонансу небезпечних для конструкції коливань не виникає (рис. 5.11). Цей висновок має підтвердження в теоретичній (розділ 2) й експериментальній (розділ 3) частинах роботи.

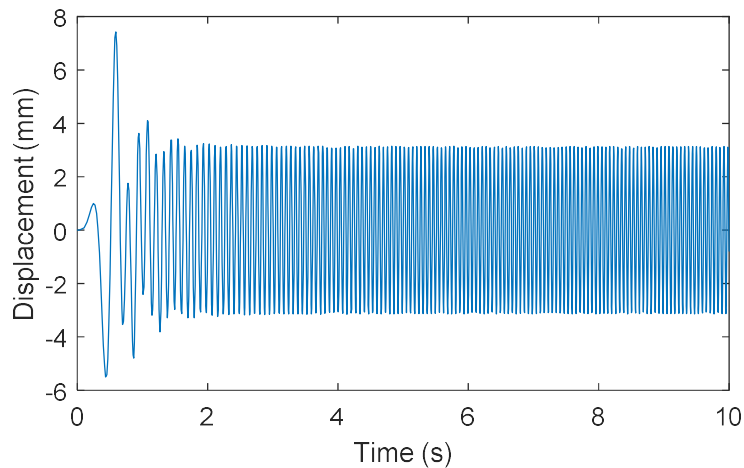


Рисунок 5.11 – Вертикальні коливання підвісної частини під час розгону $n=0...1000$ об/хв.

На рисунку 5.12 подані амплітудно-частотні характеристики, одержані під час симуляції моделі.

У роботах [226, 227] висвітлено, що у зв'язку з ростом значень амплітуд кутових коливань в сучасних моделях роторних машин, які провокуються в основному динамічною незрівноваженістю підвісної частини, актуальним стає необхідність в їх дослідженні, а також вивченні причин, що призводять до них.

Одним з основних факторів, що визначають кутові коливання підвісної частини при динамічній незрівноваженості барабана, є величина поздовжнього зміщення ρ_{Sy} центру мас імітаційного дисбалансу барабана щодо центральної

поперечної площини підвісної частини, тобто плече прикладання відцентрової сили F_B , що виникає від незрівноваженої маси імітаційного дисбалансу.

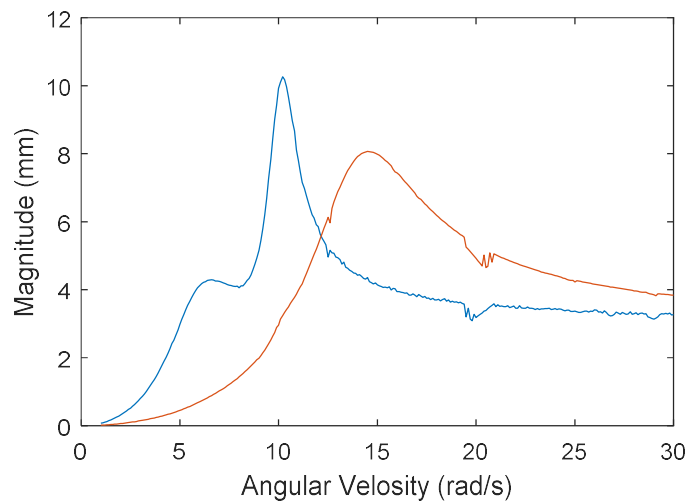


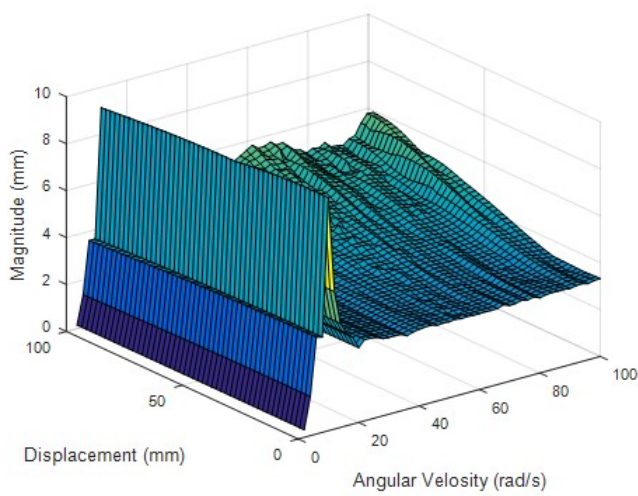
Рисунок 5.12 – Амплітудно-частотні характеристики вертикальних і горизонтальних поперечних коливань підвісної частини

У дослідженні [226] встановлений діапазон зміни ρ_{Sy} залежно від конструктивних параметрів барабана. Для розробленої моделі у випадках $\rho_{Sy} = 0 \dots 100$ мм проведено симуляцію моделі на всьому діапазоні робочих частот, яка показала незначний вплив зміщення ρ_{Sy} на величину вібрацій. Рис. 5.13 ілюструє залежності вздовж трьох осей амплітуди вібраційних коливань підвісної частини від частоти при збільшенні горизонтального зміщення від 0 до 100 мм.

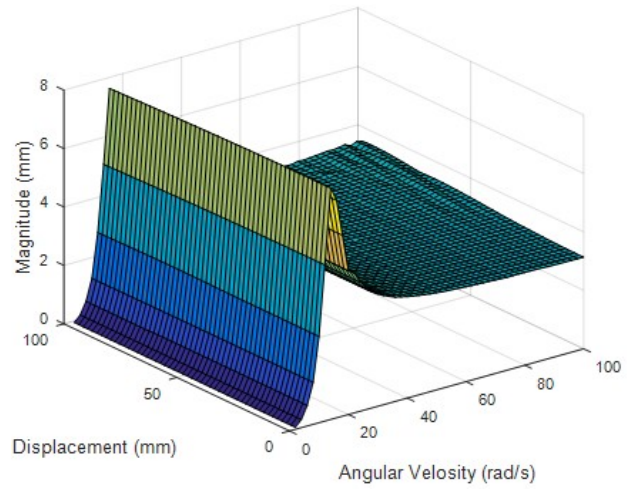
Одержані результати показують, що зміщення центра мас бака з імітацією дисбалансу на робочих частотах майже не впливає на зростання вертикальних вібрацій, в 1,5-2 рази збільшує рівень горизонтальних поперечних вібрацій і суттєво підвищує рівень повздовжніх вібрацій.

На критичній частоті величина ρ_{Sy} повздовжнього зміщення центра ваги завантаженого барабана майже не впливає на рівень поперечних коливань, але суттєво підвищує повздовжні коливання підвісної частини. Ця обставина може

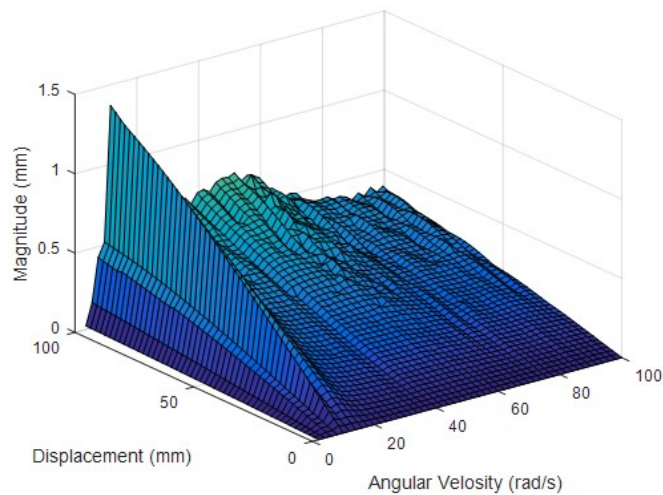
негативно впливати на працездатність підшипникового вузла та знижувати його ресурс.



а)



б)



в)

а) у горизонтальному напрямку; б) у вертикальному напрямку;

в) у повздовжньому напрямку

Рисунок 5.13 – Амплітуди поперечних коливань підвісної частини

З метою вивчення впливу неспівпадіння головних осей демпферів і жорсткості системи пружних опор з центральними осями інерції підвісної

частини (рис. 5.14) проведено симуляцію моделі у всьому діапазоні робочих частот.

Зауважимо, що для демпфера з осьовим демпфуванням h виконується співвідношення $h = \sqrt{h_x^2 + h_y^2 + h_z^2}$, де стала демпфування демпфера вздовж осі визначається як $h_x = h \cos \alpha \cos \beta$, $h_z = h \sin \alpha \cos \beta$ (рис.5.15). Тут α – кут між головною віссю демпфування демпфера і горизонталлю (віссю Oх), β - кут між головною віссю демпфування демпфера і її проекцією на площину Oхz.

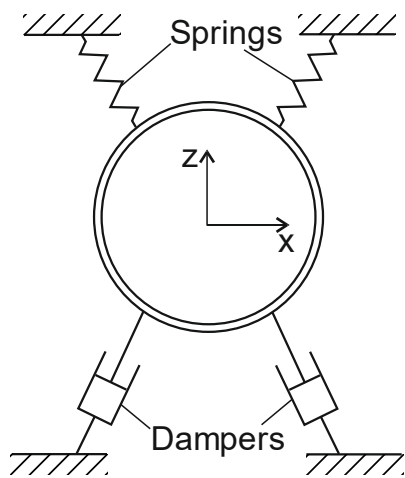


Рисунок 5.14 – Схема приєднання пружних і демпфувальних елементів

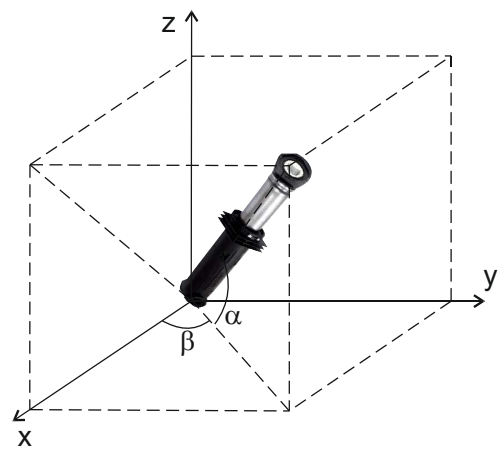


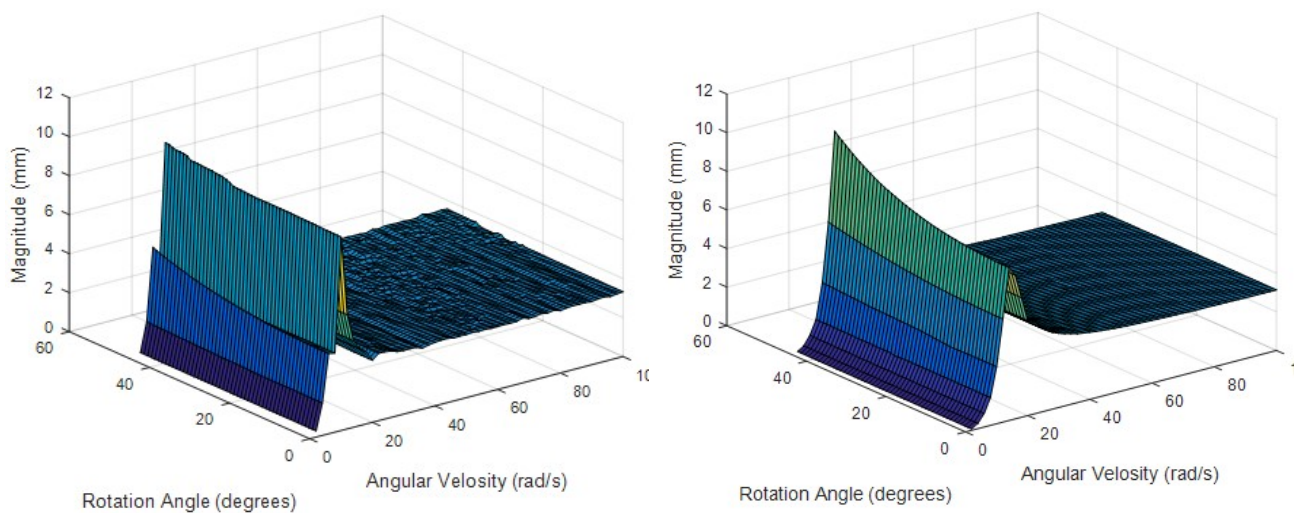
Рисунок 5.15 – До визначення сталої демпфування

Отже, для одного і того ж демпфера h_x і h_z будуть максимальними лише тоді, коли демпфери лежатимуть у площині Oхz, при цьому $\beta=0$. Рисунок 5.16 ілюструє вплив розбіжності центру демпфування системи демпферів з центром ваги підвісної частини роторної машини на амплітуду коливань.

Аналіз результатів симуляції моделі показав, що найбільш чутливими до повороту осей демпферів є поперечні вертикальні коливання підвісної частини (рис. 5.16 б)).

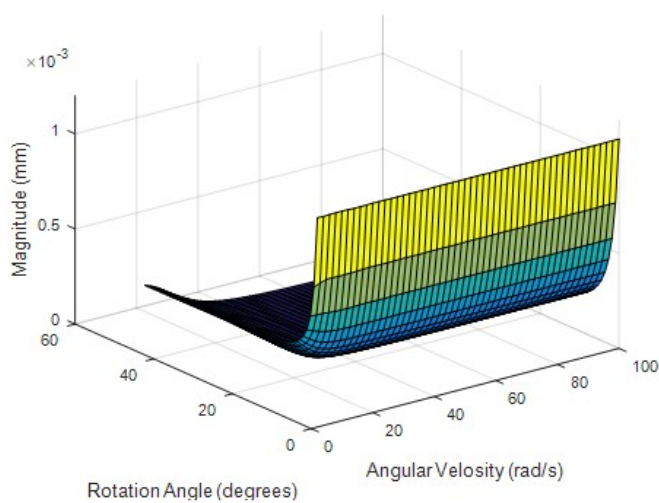
Це пояснюється тим, що при зростанні кута β зменшується $\cos \beta$ (рис. 5.15), а отже зменшується значення вздовж головної осі демпфера.

Переміщення підвісної частини вздовж осі у всьому діапазоні робочих частот не перевищують одиниці мкм, тому їх до уваги не беремо (рис. 5.16 в).



а)

б)



в)

а) амплітуди поперечних горизонтальних коливань;

б) поперечних вертикальних коливань;

в) амплітуди повздовжніх коливань

Рисунок 5.16 – Залежність амплітуди коливань від частоти і кута β повороту осі демпфера

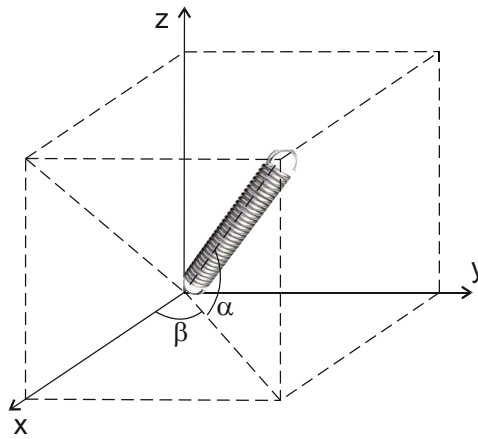
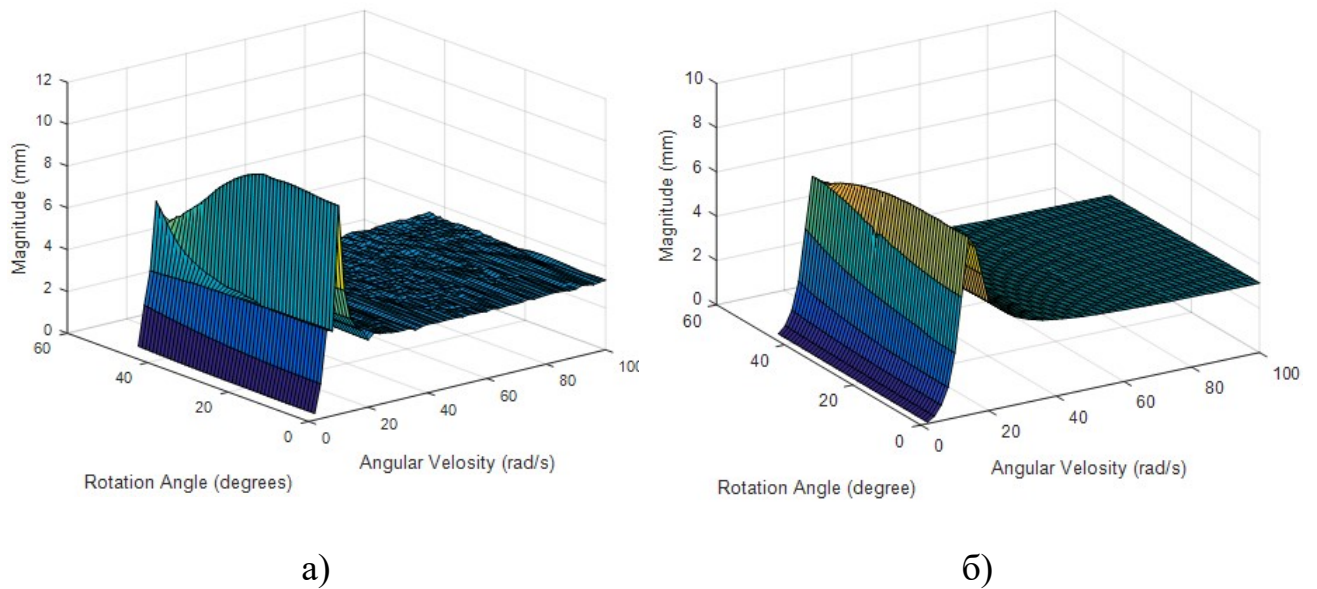


Рисунок 5.17 – До визначення сталої жорсткості



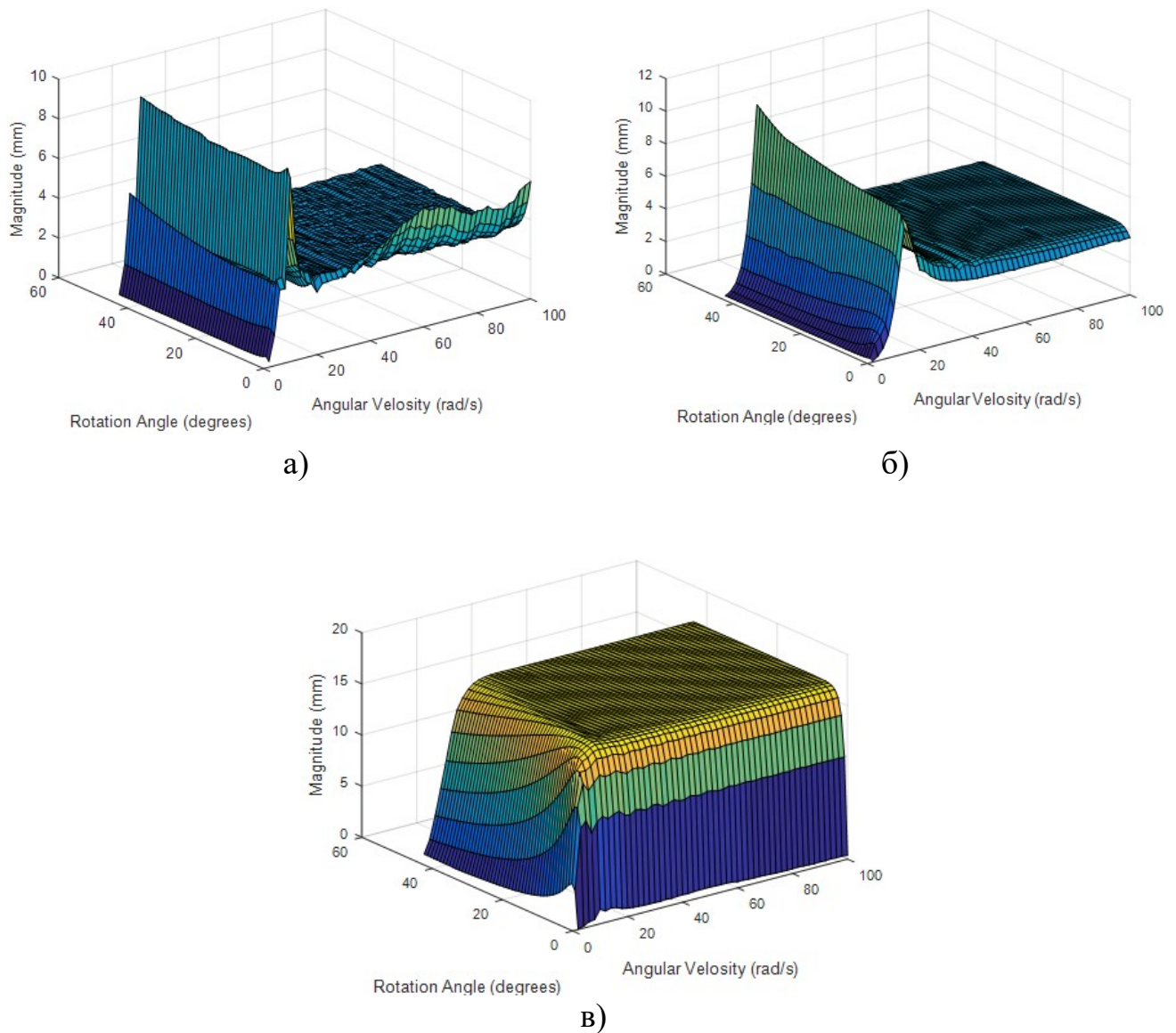
а) амплітуди поперечних горизонтальних коливань;

б) поперечних вертикальних коливань

Рисунок 5.18 – Залежність амплітуди коливань від частоти і кута β повороту осі пружної опори

Зауважимо, що для пружини з осьовою жорсткістю c виконується співвідношення $c = \sqrt{c_x^2 + c_y^2 + c_z^2}$, де жорсткість пружини вздовж осі визначається як $c_x = c \cos \alpha \cos \beta$, $c_z = c \sin \alpha \cos \beta$ (рис. 5.17). Тут α – кут між

головною віссю жорсткості пружини і горизонталлю (віссю Ox), β - кут між головною віссю жорсткості пружини і її проекцією на площину Oxz . Отже, для однієї і тієї ж пружини c_x і c_z будуть максимальними лише тоді, коли пружини лежатимуть у площині Oxz , при цьому $\beta=0$.



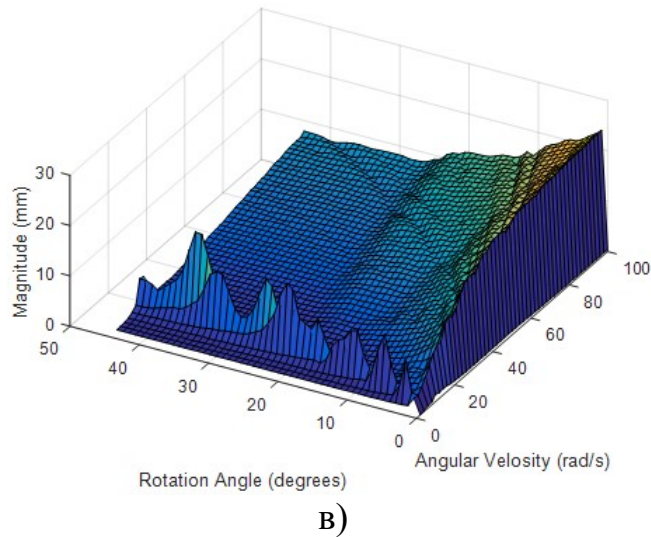
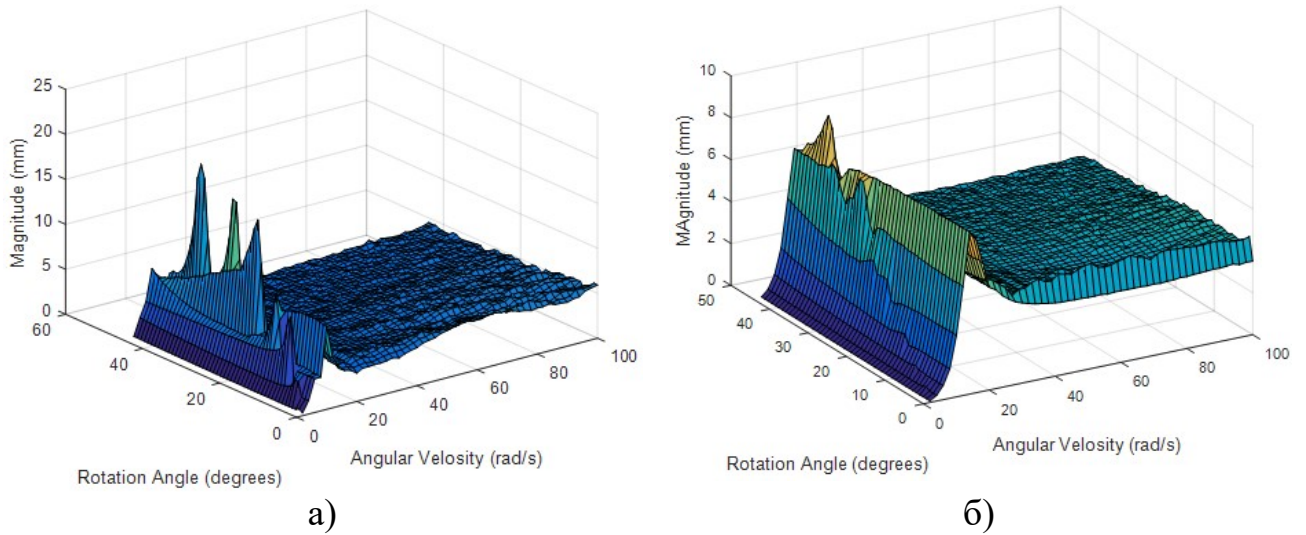
а) амплітуди поперечних горизонтальних коливань;

б) поперечних вертикальних коливань;

в) амплітуди повздовжніх коливань

Рисунок 5.19 – Залежність амплітуди коливань від частоти і кута β демпфера при зміщенні $\rho_{Sx}=100$ мм

Рисунок 5.18 ілюструє вплив розбіжності центру жорсткості системи пружних опор з центром ваги підвісної частини роторної машини на амплітуду коливань. Величина повздовжніх коливань є несуттєвою, а тому графік не наведено.



- а) амплітуди поперечних горизонтальних коливань;
- б) поперечних вертикальних коливань;
- в) амплітуди повздовжніх коливань

Рисунок 5.20 – Залежність амплітуди коливань від частоти і кута β пружної опори при зміщенні $\rho_{Sx}=100$ мм

Вищеописана картина не викликає небезпечних для конструкції коливань. Проте картина змінюється, якщо центр мас підвісної частини з імітаційним дисбалансом буде зміщений по осі Oy : величина повздовжніх коливань стає небезпечною.

Так, при наближенні критичних частот при значенні кута повороту β демпфера від 0° до 45° амплітуда різко зростає, потім ріст уповільнюється. Високий рівень вібрацій залишається на всьому діапазоні робочих частот (рис. 5.19).

А при наближенні кута β пружної опори до 45° у випадку зміщенні центра ваги підвісної частини й імітацією дисбалансу на $lx=100$ мм вдовж осі барабана амплітуда поперечних горизонтальних коливань зростає і набуває значень, які в 2 рази більші, ніж при $\beta=0$ (рис. 5.20).

Такі повздовжні вібрації зі значною амплітудою є небажаними і небезпечними для підшипникового вузла.

Таким чином, основними напрямками удосконалення експериментальної установки, що містить жорсткий горизонтальний ротор, встановлений на пружних опорах (п.п. 3.2), для підвищення її вібростійкості є: наближення центра мас ротора до осі обертання; суміщення осі обертання ротора з головною центральною віссю інерції; виконання умови збігу центра жорсткості системи пружних опор з центром мас ротора, а головних осей жорсткості – з головними центральними осями інерції ротора; суміщення головних осей сталих в'язкого тертя з головними центральними осями інерції ротора.

5.2.4 Оцінка ефективності автобалансування при зміні динаміки роторної системи з горизонтальною віссю обертання

За результатами аналізу динамічної моделі роторної машини сформульовані та реалізовані шляхи вдосконалення конструкції експериментальної установки, що містить жорсткий горизонтальний ротор, встановлений на пружних опорах (п.п. 3.2), для зменшення її віброативності, а

саме: шляхом динамічного балансування центр мас барабана майже суміщений з віссю обертання і центром мас бака; пружні опори бака підбрані так, щоб центр їх жорсткості наближено співпав з центром мас системи барабан – бак.

Експериментальну перевірку можливості підвищення ефективності автобалансування горизонтального ротора рідинним автобалансиром за рахунок покращення динаміки роторної машини здійснювали з використанням пристрою III. Досліди проводили в три етапи на дослідній установці 3 (параметри роторної системи подано в таблиці 5.2).

На першому етапі: вводили питомий дисбаланс ротора, рівний 2000 г·см, шляхом закріплення імітаційного дисбалансу масою 100 г в барабані на радіусі 200 мм; роторній системі 3 надавали обертання, за допомогою портативного стробоскопа фіксували значення швидкості обертання барабана для яких; на корпусі підшипника установки з використанням приладу «VIBER-A» за алгоритмом Додатку А фіксували віброшвидкість коливань.

На другому етапі: одну камеру резервуара заповнювали рідиною об'ємом 100 мл, ротору надавали обертання; здійснювали аналогічні заміри швидкості обертання та віброшвидкості коливань. Експерименти повторювали з використанням робочої рідини об'ємом 50 мл, 100 мл і 150 мл.

На третьому етапі: аналогічні дослідження повторювали на удосконаленій установці, у кожному досліді вимірювали віброшвидкість коливань корпусу підшипника установки.

Експерименти повторювали з використанням АБП із заповненням двох камер робочою рідиною.

Результати досліджень подано на рисунках 5.21 і 5.22.

Наступні дослідження здійснювали на дослідній установці 2 з використанням балансувального пристрою II, що має два резервуара. Параметри роторної системи подано в таблиці 5.3 (значення вхідних параметрів визначались за методиками, викладеними в Додатку Г).

Дослідження проводили в чотири етапи.

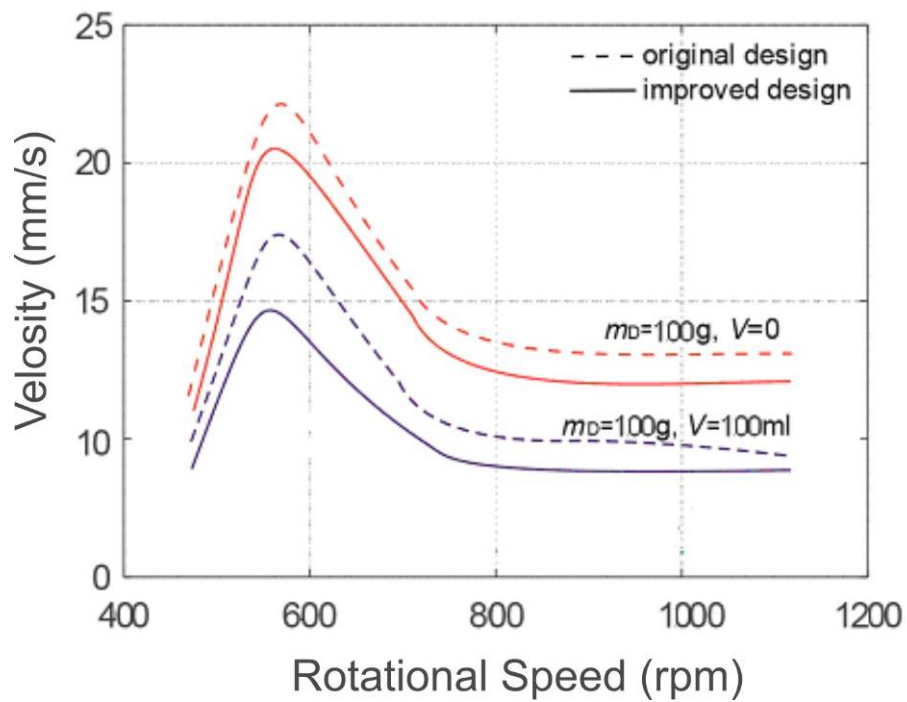


Рисунок 5.21 – Залежність величин віброшвидкостей у точках на корпусі підшипника установки від швидкості обертання ротора при застосуванні АБП з однією заповненою камерою

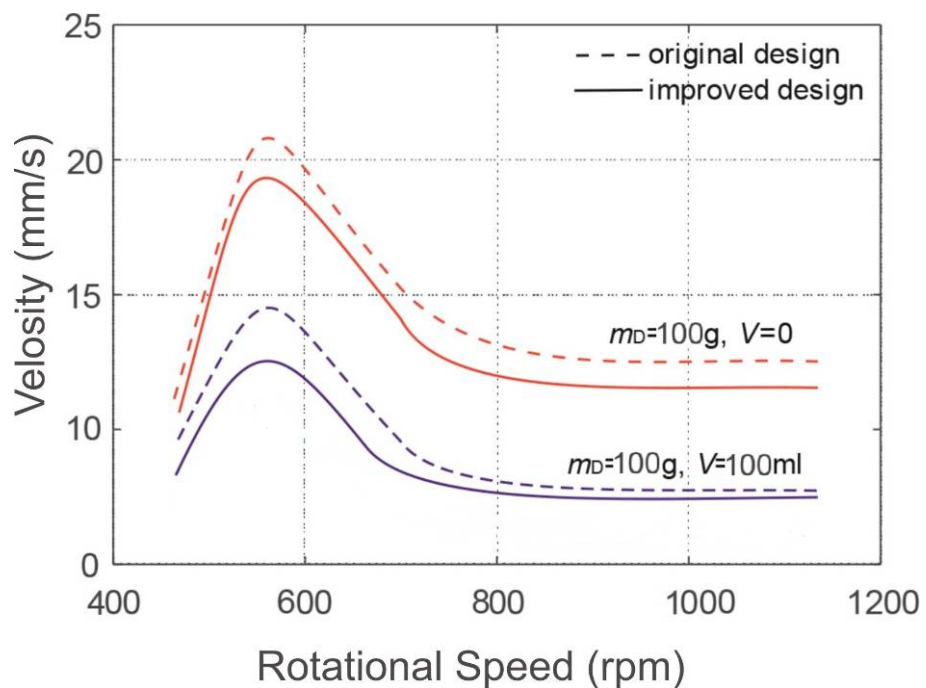


Рисунок 5.22 – Залежність величин віброшвидкостей у точках на корпусі підшипника установки від швидкості обертання ротора при застосуванні АБП з двома заповненими камерами

На першому етапі: використовували установку з початковою конструкцією, проводили балансування ротора без рідини в камері, шляхом закріплення в роторі коригувальних мас.

Таблиця 5.3 - Параметри роторної машини дослідної установки 2

Параметри роторної машини	Числові характеристики
Маса системи m , кг	60
Маса барабана m_2 , кг	5.1
Жорсткість пружних елементів вздовж осі X c , Н/мм	$c_{x1} = 5.25$ $c_{x2} = 5.25$ $c_{x3} = 0$ $c_{x4} = 0$
Жорсткість пружних елементів вздовж осі Y c , Н/мм	$c_{y1} = 2.25$ $c_{y2} = 2.25$ $c_{y3} = 0$ $c_{y4} = 0$
Жорсткість пружних елементів вздовж осі Z c , Н/мм	$c_{z1} = 7.25$ $c_{z2} = 7.25$ $c_{z3} = 0$ $c_{z4} = 0$
Координати точок кріплення пружних опор до бака, м	$(-0,2; 0; 0,19)$ $(0,2; 0; 0,19)$ $(0; 0; 0)$ $(0; 0; 0)$
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера вздовж осі X h , Н·с/м	$h_{x1} = 48$ $h_{x2} = 48$ $h_{x3} = 0$ $h_{x4} = 0$
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера вздовж осі Y h , Н·с/м	$h_{y1} = 19$ $h_{y2} = 19$ $h_{y3} = 0$ $h_{y4} = 0$
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера вздовж осі Z h , Н·с/м	$h_{z1} = 48$ $h_{z2} = 48$ $h_{z3} = 0$ $h_{z4} = 0$
Ексцентриситет e , мм	3,5

На другому етапі: вводили питомий дисбаланс ротора, рівний 1000 г·см, шляхом закріплення в роторі імітації дисбалансу масою 50 г; ротор приводили в обертання; знімали амплітудно-частотну характеристику коливань переднього краю ротора установки.

На третьому етапі: одну камеру резервуара заповнювали рідиною об'ємом 25 мл, ротор приводили в обертання; знімали амплітудно-частотну характеристику коливань переднього краю барабана установки. Експерименти повторювали з використанням робочої рідини об'ємом 50 мл, 100 мл і 150 мл.

На четвертому етапі: ті самі дослідження повторювали на удосконаленій установці, у кожному досліді вимірювали амплітуду коливань переднього краю барабана вдосконаленої установки.

Експерименти повторювали з використанням автобалансира із заповненням двох камер робочою рідиною.

Результати досліджень подано у вигляді АЧХ вертикальних коливань бака дослідної установки на рисунках 5.23 і 5.24.

Рисунок 5.23 ілюструє такі висновки: введення дисбалансу за допомогою імітаційної маси призводить до виникнення вертикальних коливань бака установки в початковій конструкції з розмахом 33 мм при обертанні ротора без рідини в камері з резонансною кутовою швидкістю. На четвертому етапі отримано, що встановлення імітаційної маси дисбалансу в роторі призводить до появи вертикальних коливань бака з розмахом у 11 мм при обертанні ротора з резонансною кутовою швидкістю. Зменшення амплітуд спостерігалось на всьому діапазоні кутових швидкостей в середньому на 45-50 %.

Якщо врахувати, що на третьому етапі при встановленні імітаційного дисбалансу оптимальне заповнення камери АБП робочою рідиною (50 мл) призводить до зменшення вібрацій ротора початкової конструкції майже на 30% на всьому діапазоні руху роторної системи, то маємо, що ефективність автоматичного балансування ротора рідинним автобалансиром є 1,65.

Таким чином доведено, що покращення динаміки роторної машини підвищує ефективність автоматичного балансування.

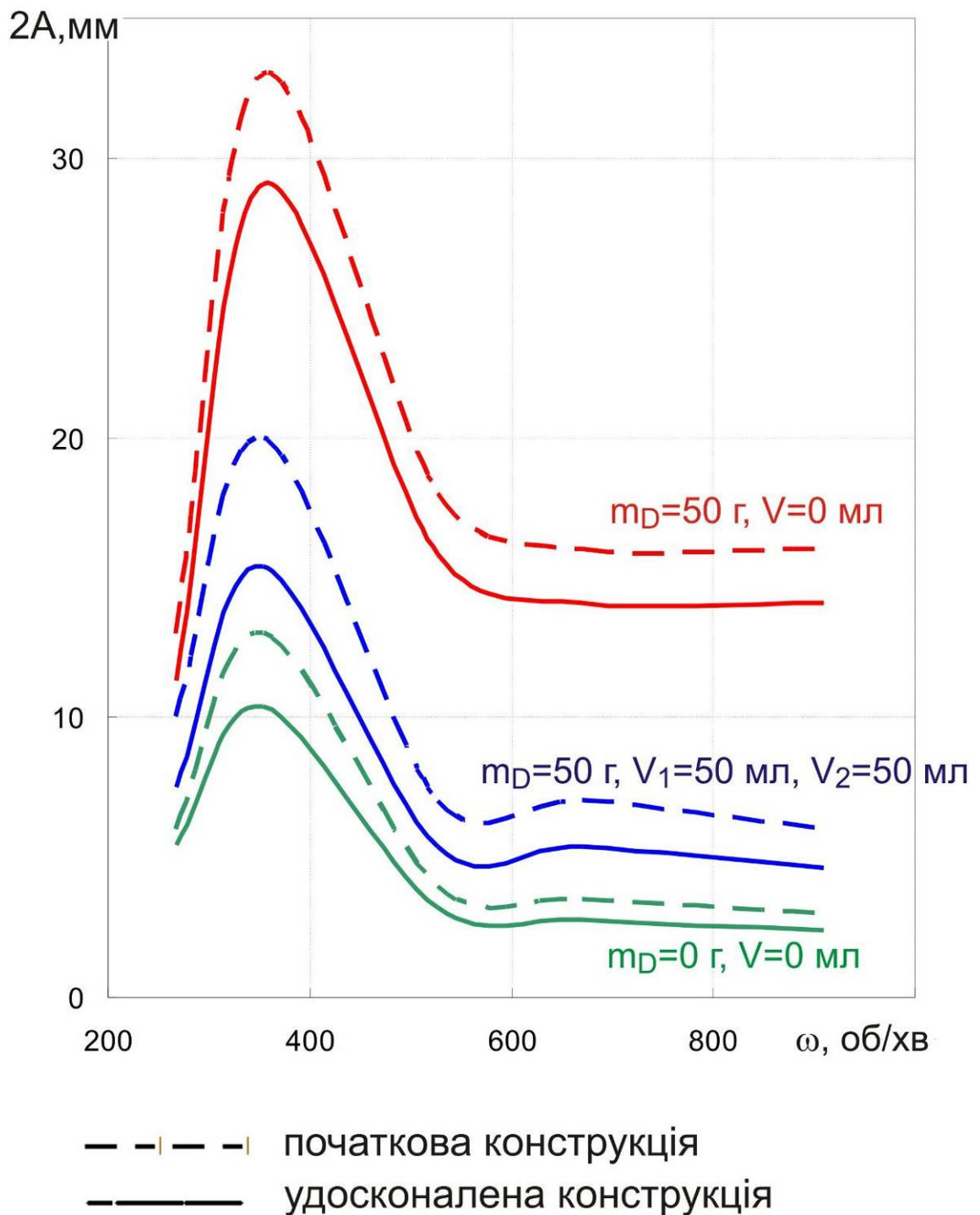


Рисунок 5.24 – Амплітудно-частотна характеристика вертикальних коливань бака установки при застосуванні АБП з двома заповненими камерами

Досліди повторювали з використанням заповнення двох камер рідинного автобалансира. При цьому одержано результат (рис 5.24): ефективність рідинного багатокамерного автобалансира для машини удосконаленої конструкції складає 2,10 – це майже те саме значення ефективності АБП, яке одержане для машини початкової конструкції (2,09).

Таким чином, доведено, що проведене конструктивне удосконалення експериментальної установки для підвищення її вібростійкості значно підвищує її ефективність застосування рідинних автобалансирів прямої дії.

Показано, що рідинні АБП ефективно знижують вібрації роторних машин при переході через резонанс.

Отже, рідинне автобалансування дозволяє забезпечити високу точність балансування, не потребує додаткових джерел енергії але має певні обмеження в застосуванні, а саме: рідинні АБП доцільно використовувати у швидкооберткових роторних системах, де під час роботи відбувається режимна зміна величини й напрямку вектора дисбалансу; є ефективним для пружно-деформівних роторів (роторів на пружних опорах), де наявна різниця фаз між напрямками дисбалансу і прогину ротора (переміщення ротора); ефективність автоматичного балансування рідиною суттєво залежить від виконання умови достатності об'єму робочої рідини в камері АБП і якісних динамічних характеристик роторної системи, яку зрівноважують.

У випадку, коли встановлення рідинних автобалансирів на ротор машин є неефективним, автором пропонуються альтернативні шляхи підвищення вібростійкості роторних систем: метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора машини [228-230], Парето-оптимізація в задачі проектування роторних машин [231].

Висновки до розділу

1. Розроблено розрахунково-експериментальний метод оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування. Сутність

новизни методу полягає у чисельному аналізі узагальнених динамічних моделей машин зі змінним дисбалансом ротора з вертикальною та горизонтальною осями обертання з шістьма ступенями вільності з врахуванням зв'язності коливань за всіма узагальненими координатами; розрахунку параметрів коливань дослідних установок та наступному зіставленні розрахункових основних характеристик динамічного процесу коливної системи із отриманими експериментально, що дає можливість підвищити ефективність підвищення вібростійкості роторів за рахунок вдосконалення конструкцій.

2. У рамках розробленого методу:

- розглянута узагальнена динамічна модель для роторної машини з вертикальною віссю обертання. В динамічній моделі коливна система платформа-барабан є твердим тілом, підвішеним за допомогою довільної кількості підвісних елементів до жорсткої рами і яке має шість ступенів свободи;

- для динамічної моделі складені лінійні диференціальні рівняння малих коливань, в яких відображені особливості підвіски, а саме можливість для коливної системи здійснювати маятникові коливання на пружних стержнях;

- на основі аналізу одержаних рівнянь сформульовані шляхи вдосконалення конструкції експериментальної установки з вертикальною віссю обертання для підвищення її вібростійкості: зведення центра мас платформи до осі обертання барабана; суміщення центра жорсткості системи пружних опор з центром мас платформи, а головних осей жорсткості і сталих в'язкого тертя демпферів з головними центральними осями інерції платформи; використання в конструкції машини вертикальних підвісок для коливної системи; заміна пружної ущільнювальної діафрагми барабана на безжорсткісну, дотримання яких дозволило підвищити ефективність рідинного автобалансування до 50 %;

- запропонована динамічна модель роторної машини з горизонтальним барабаном, яка має шість ступенів свободи. Складені диференціальні рівняння вільних і вимушених коливань системи барабан-бак, які враховують гіроскопічні моменти і демпфування коливань. Показано, що при розгляді

загального випадку коливань системи барабан-бак має місце повна зв'язність коливань за всіма узагальненими координатами;

- на основі аналізу зв'язності коливань сформульовані основні напрями удосконалення конструкції експериментальної установки для підвищення її вібростійкості: зведення центра мас бака до осі обертання барабана; суміщення головної центральної осі інерцій бака з віссю обертання барабана; суміщення центра мас бака з центром мас зрівноваженого барабана з рівномірно розподіленим імітаційним дисбалансом; суміщення центра жорсткості системи пружних опор з центром ваги бака, а головних осей жорсткості і сталих в'язкого тертя демпферів з головними центральними осями інерції бака, дотримання яких дозволило підвищити ефективність рідинного автобалансування до 30 % на всьому діапазоні швидкостей обертання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та нове вирішення актуальної проблеми в галузі «Технічні науки» щодо забезпечення вібростійкості обертових частин машин із змінним дисбалансом – розвинуто наукові основи пасивного балансування прямої дії рідинного типу з оптимальними параметрами конструкції автобалансувального пристрою.

Для цього використано комплексний підхід до математичного моделювання процесу автоматичного балансування роторів рідинним балансиrom, який на відміну від існуючих містить гідродинамічну задачу обертання частково заповненої рідиною циліндричної порожнини, задачу хвилеутворення на поверхні рідини; геометричні моделі поведінки рідини в камері АБП. При цьому адекватність побудованих моделей дала можливість пояснити нові властивості та закономірності процесу самобалансування пружно-деформівних роторів і роторів на пружних опорах рідинними робочими тілами.

Отримані результати дають підстави сформулювати відповідні висновки та рекомендації, що мають теоретичне й практичне значення.

1. Проведено моделювання режимів руху (якісних станів) робочої рідини в камері АБП на основі аналізу рівнянь вільної поверхні рідини при обертovому русі в циліндричній камері та векторних співвідношень силових чинників. Науково обґрунтовано аналітичні оцінки кутових швидкостей обертання роторної системи, які відповідають певному режиму руху рідини (зокрема, за яких відбувається включення робочої рідини в рух і в ефективне автобалансування в докритичному діапазоні кутових швидкостей). Визначено, що по досягненню режиму руху – повного пріоритету відцентрових сил – рідина починає працювати як робоча рідина процесу автобалансування.

Для експериментальних об'єктів виконано кількісне оцінювання: очікувана кутова швидкість включення рідини в рух вертикальної системи становить $1/3$ від резонансної швидкості, в рух горизонтальної системи

становить $2/3$ від резонансної швидкості, а очікувана кутова швидкість включення рідини в процес ефективного балансування становить $1/2$ від резонансної швидкості для вертикальної роторної системи і $7/10$ – для горизонтальної роторної системи.

Експериментально запропоновано звузити діапазон кутових швидкостей включення рідини в обертовий рух системи в 1,5-2 рази для ротора з віссю відхиленою від вертикального розташування застосуванням конструкції АБП з перегородками, що дозволило також зменшити вібрації при розгоні ротора і на резонансі.

2. Проаналізовано збурення відносного руху рідини (у режимі повного пріоритету відцентрових сил) в камері АБП, що обумовлені об'ємними переносною і коріолісовою силами інерції. За досить загальних припущень про радіальне розташування колових швидкостей рідини у первинному русі знайдені викривлення полів швидкостей, тисків і форми вільної поверхні рідини. Показано, що осьова складова сили інерції Коріоліса викликає в русі своєрідні хвильові явища, умови виникнення яких визначаються при заданому характері незбурюваного руху тільки геометричними розмірами циліндричної камери і товщиною шару рідини в незбурюваному русі і не залежать ні від інтенсивності обертання рідини, ні від її густини.

3. На основі аналізу частотного рівняння системи диференціальних рівнянь, які описують рух ротора встановленого в пружних опорах, що обертається з рідинним автобалансиром, доведено існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора; чисельно показано, що діапазон цієї зони має пряму залежність від ступеня заповнення камери АБП рідиною.

4. На основі теорії екстремальних задач з параметром доведено, що максимальна ефективність балансування досягається, коли величини дисбалансу коригувальної рідини і дисбалансу ротора еквівалентні. Таким чином, висунуто гіпотезу про існування достатнього об'єму робочої рідини для зрівноваження системи, підтвердження якої здійснено експериментально для випадків вертикально, горизонтально розташованого ротора і ротора з віссю,

нахиленою під кутом до лінії горизонту, для рідин з різною густиною і різною в'язкістю. Експериментально показано, що вплив сил внутрішнього тертя між шарами робочої рідини на ефективність балансування є меншим для менш в'язкої балансувальної рідини.

5. За допомогою математичного апарату параметричних коливань показаний стабілізуючий вплив демпфірування на стійкість рухів рідини в циліндричній камері в полі відцентрових сил і сил ваги; проаналізовано рух рідини з урахуванням кута нахилу ротора з камерою АБП відносно лінії горизонту, отримано аналітичні залежності величини залишкових прогинів від кута нахилу ротора відносно лінії горизонту та доведено, що зі збільшенням кута нахилу ротора відносно лінії горизонту, залишкові прогини зменшуються за абсолютною величиною. Рідинне балансування вертикального ротора є більш ефективним, ніж для роторів з віссю нахиленою до лінії горизонту і, зокрема, горизонтальних роторів.

Теоретичні результати підтверджено експериментально, зокрема, встановлено зменшення резонансних коливань для вертикальної роторної системи не менше ніж в 2 рази, для горизонтальної роторної системи – не менше ніж в 1,5 рази; для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом до горизонту, спостерігалась пряма залежність ефективності рідинного балансування від значення кута нахилу осі ротора до лінії горизонту.

6. На основі побудованих математичних моделей руху робочої рідини в камері АБП розроблено та експериментально верифіковано метод визначення оптимальних конструктивних параметрів рідинного автобалансувального пристрою, який враховує особливості процесу балансування для роторних систем з різним просторовим положенням осі обертання, наявність достатнього об'єму робочої рідини для ефективного балансування; містить додаткові критерії оптимальності: зменшення діапазону кутових швидкостей включення робочої рідини в обертовий рух, зменшення ширини зони нестійкості в околі критичної кутової швидкості; основним критерієм оптимальності параметрів є максимум функції ефективності автобалансування.

7. Експериментально визначено, що незалежно від просторового положення осі роторної системи застосування багатокамерного автобалансира дає підвищення ефективності близько 25 %; збільшення радіуса камери АБП дає підвищення ефективності близько 30 %; застосування автобалансира з перегородками дає підвищення ефективності близько 15 %.

Визначено, що використання рідинного автобалансира для роторів зі змінним дисбалансом дозволяє зменшити споживання електроенергії двигуном до 30 % при виході ротора на робочі оберти.

8. Чисельно проаналізовано динамічні моделі коливань ротора, що мають шість ступенів вільності. Для випадку вертикальної роторної системи складені лінійні диференціальні рівняння малих коливань, в яких відображені особливості підвіски роторної системи; для випадку горизонтальної роторної системи – диференціальні рівняння вільних і вимушених коливань ротора, які враховують гіроскопічні моменти і демпфування коливань. На основі аналізу одержаних рівнянь сформульовані шляхи вдосконалення конструкцій експериментальних установок з вертикальною і горизонтальною віссю обертання для підвищення їх вібростійкості, дотримання яких дозволило підвищити ефективність рідинного автобалансування до 50 % (випадок вертикальної системи), до 30 % (випадок горизонтальної системи) на всьому діапазоні швидкостей обертання.

9. Запропоновані технічні рішення проваджені: на ПАТ «Геофіпольський цукровий завод» – спроектовано конструкцію пасивного автобалансира для покращення вібростійкості центрифуг періодичної дії. (очікуваний ефект від впровадження полягає у зниженні вібрацій від 1,5 до 3,5 разів); на ДП «Красилівський агрегатний завод» – конструктивне рішення для проектування двокамерного пасивного автобалансира рідинного типу (достатній об'єм заповнення камер складає 1/4 їх об'єму) для зниження вібрацій відцентрового радіального вентилятора витяжної системи (застосування рідинного автобалансувального пристрою призведе до очікуваного зниження рівня вібрацій від 1,5 до 3 разів).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Mac Camhaoil M. Static and dynamic balancing of rigid rotors. *Bruel & Kjaer application notes*. 2016. BO 0276-12 : website URL: https://www.academia.edu/39880663/Static_and_Dynamic_Balancing_of_Rigid_Rotors (дата звернення: 19.03.2022).
- 2 Гусаров А. А. Балансировка роторов машин. Кн. 2. Москва : Наука, 2005. 383 с.
- 3 Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. Москва : Изд-во АН СССР, 1959. 246 с.
- 4 Серебренников К.В. Особенности динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами : автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : 01.02.06. Улан-Удэ, 2004. 20 с.
- 5 Xin Pan A Review on Self-Recovery Regulation (SR) Technique for Unbalance Vibration of High-End Equipment. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* . 2020. № 33(1):89. P. 23.
- 6 Основы балансировочной техники : у б т. / гол. ред. В.А. Щепетильников. Москва : Машиностроение, 1975. Т. 2. 679 с.
- 7 Самсаев Ю.А. Основы балансировки гибких роторов. *Автоматизация и современные технологии*. 1993. №12. С. 9–11.
- 8 Куинджи А. А., Колосов Ю. А., Народицкая Ю. И. Автоматическое уравнивание роторов быстроходных машин. Москва : Машиностроение, 1974. 152 с.
- 9 Левит М. Е., Рыженков В. М. Балансировка деталей и узлов. Москва : Машиностроение, 1986. С. 6–7.
- 10 Гольдин А. С. Вибрация роторных машин. Москва : Машиностроение, 2000. С. 20.
- 11 Goroshko A., Ostaševičius V., Royzman V. Balancing of turbomachine rotors by increasing the eccentricity identification accuracy. *Mechanics*. 2016. Vol. 22(3), P. 206–211.

12 Кравченко В. И., Ромашенко В. А. Об автоматическом уравнивании шарами. *Теория механизмов и машин*. 1985. Вып. 38. С. 69–74.

13 Філімоніхін Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. Кіровоград : КНТУ, 2004. 352 с.

14 Артюнин А. И., Суменков О. Ю. Исследование автоматической балансировки ротора в форме цилиндра, жестко установленного в корпусе на упругих опорах. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2019. В. 64. № 4. С. 13-19.

15 Драч І. В. Аналіз і теоретичне обґрунтування роботи автобалансируючих пристроїв з рідинними і сипкими робочими тілами : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Хмельницький нац. ун-т. Хмельницький, 2008. 176 с.

16 Драч І. В., Ройзман В. П. Автоматичне балансування обертових тіл рідиною : монографія. Хмельницький : ХНУ, 2018. 189 с.

17 Automatic balancer for rotating bodies : pat. 1209730 U.S. Application Filed July 23, 1912 ; Patented Dec. 26, 1916. URL: <https://www.google.com/patents/US1209730> (date of apped: 20.12.2021).

18 Thearle E. L. Automatic dynamic balancers. Part 1. Leblanc balancers. *Machine Design*. 1950. Vol. 22. № 9. P. 119–124.

19 Thearle E. L. Automatic dynamic balancers. Part 3. Designing for complete effectiveness. *Machine Design*. 1950. Vol. 22. № 11. P. 149–153.

20 Thearle E. L. A new type of dynamic-balancing machine. *Trans. ASME (Applied Mechanics)*. 1932. Vol. 54. P. 131–141.

21 Domestic appliance : pat. 2375635 U.S. Priority date 1940.06.29 ; Grant 1945.05.08 ; Pub. Number US2375635A. URL: <https://www.google.com/patents/US2375635> (date of apped: 20.12.2021).

22 Ларри Дж. Автоматическое балансирование вращающихся масс. *Сборник переводов и обзоров периодической иностранной литературы*. 1955. № 5 (23). С. 14–19.

- 23 Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. Москва : Физматгиз, 1960. 580 с.
- 24 Conrad D. C. On The Fundamentals of Automatic Washing Machine Design Based Upon Dynamic Constraints. Ph.D. Thesis, Purdue University. 1994. 115 p.
- 25 Seiichsrou Suzuk. A Study on the Dynamic Behavior of an Automatic Washing Machine. *2001 Korea ADAMS User Conference*, 8–9 nov. 2001. P. 1–6.
- 26 Morio M., Yutaka N. Washing Machine Dehydration Dynamics Analysis. *Nihon Kikai Gakkai Nenji Taikai Koen Ronbunshu*. 2002. Vol. 5. P. 209–216.
- 27 Bae S.; Lee J. M.; Kang Y. J.; Kang J. S.; Yun J. R. Dynamic Analysis of an Automatic Washing Machine with a Hydraulic Balancer. *J. Sound Vib.* 2002. Vol. 257. P. 3–18. DOI:10.1006/jsvi.2001.4162.
- 28 Jung C. H., Kim C. S., Choi Y. H. J. A Dynamic Model and Numerical Study on The Liquid Balancer Used in an Automatic Washing Machine. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2008. Vol. 22. P. 1843–1852.
- 29 Urbiola-Soto L., Lopez-Parra M. Dynamic Performance of The LeBlanc Balancer for Automatic Washing Machines. *J. Vibr. Acoust.* 2011. Vol. 133. P. 121–131. DOI: 10.1115/1.4003597.
- 30 Langthjem M. A., Nakamura T. Dynamics of the fluid balancer: Perturbation solution of a forced Korteweg-de Vries-Burgers equation. *RIMS. Kyoto University*. 2013. Vol. 1847. P. 73–85.
- 31 Li Bobo, Huiqun Yuan, Guangding Wang An analytical investigation on the dynamic stability of a rotor filled with liquid. *Journal of Vibroengineering*. 2011. Vol. 0(6). P. 2253-2267. DOI: 10.21595/jve.2018.19886.
- 32 Основы балансировки роторов. *Технологии надежности Baltech* : веб-сайт. URL: Режим доступа: http://metal.donntu.org/dl/baltech/balans_baltech.pdf (дата обращения: 20.12.2021).
- 33 Гусаров А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия. Москва : Наука, 2002. 119 с.

- 34 Диментберг Ф. М., Шаталов К. Т., Гусаров А. А. Колебания машин. Москва : Машиностроение, 1964. С. 256–291.
- 35 Пашков Е. Н. Динамика роторных систем с жидкостными автоматическими балансирующими устройствами : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : 01.02.06. Томск, 2010. 20 с.
- 36 Драч І.В. Самобалансування й автоматичне балансування валів, що обертаються. *Наука и образование* : сб. тр. IX Междунар. науч. конф. 3-10 янв. 2016 г., Хайдусобосло (Венгрия). Хмельницкий: ХНУ, 2016. С. 10–14.
- 37 Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин. Москва : Машиностроение, 1982. 223 с.
- 38 Васильев В. С., Кутко П. С. Станки и приборы для динамической балансировки. Москва : Машгиз, 1959. 167 с.
- 39 V. Royzman, A. Bubulis, I. Drach System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. *Solid State Phenomena*. 2009, Vol. 141–149. P. 374–379.
40. Драч І.В., Ромащенко І.В. Дисбаланс: залишковий і регульований. *Современные достижения в науке и образовании*. сб.тр. X Междун. науч. конф. 17- 24 сент. 2017 г. г.Нетания (Израиль). Хмельницкий: ХНУ, 2017. С. 82–88.
41. Драч І.В., Ткачук В.П. Зниження вібрацій центрифуг цукрової промисловості. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. Хмельницький, 2018. № 6. Т.2. С.27–34.
42. Пристрій для автоматичного балансування : пат. 55264 Україна, МПК G 01M 1/00. № u 2010 06498 ; заявл. 28.05.2010 ; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 23.
- 43 Disk drive with unbalance correcting mechanism : pat. 6477133 US. : Appl. No. 09/644.854 ; Filed Aug. 24, 2000 ; Patented Nov. 5, 2002.
44. Драч І.В., Ромащенко І.В. Результати аналізу сучасного розвитку досліджень рідинного автоматичного балансування роторних систем. *Наука и образование*. сб. тр. X Междунар. науч. конф. 27 апр. – 4 мая. 2017 г. г. Рим (Италия). Хмельницкий: ХНУ, 2017. С. 12–18.

45 Вибрация в технике : Справочник : в 6 т. / гл. ред. К. В. Фролов. Москва : Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.

46 Self-adjusting counter-balance : pat. 414 642 US. № 307207 ; Filed 13.04.1889 ; Patented 5.11.1889.

47 Нестеренко В. П. Автоматическая балансировка вращающихся роторов с помощью жид кости. *Управляемые механические системы*. Иркутск : ИПИ, 1980. С. 193–197.

48. Драч І.В., Ройзман В.П., Банах Л.Я., Нікіфоров А.В., Ткачук В.П. Результати дослідження процесу автоматичного балансування (самобалансирування) роторів машин рідинними робочими тілами. *Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов*. зб. наук. праць за матеріалами ІХ міжнар. нук.-техн. конф. 12–19 груд. 2010 р. Шарм ель Шейх (Єгипет). Хмельницький : ХНУ, 2010. С. 53–65.

49 Centrifugal Machine : pat. 331 450 US. № 331450 ; Patented 01.12.1885.

50 Automatic balancing means for high speed rotors : pat. 1 314 005 US. № 25368 ; Filed 17.08.1918 ; Patented 26.08.1919.

51 Laundry treating apparatus : pat. 9663889 B2. Republic of Korea. № US 14626420 ; Filed 19.02.2015 ; Patented 30.05.2017.

52 Balancing unit and laundry treatment apparatus : pat. EP 3085827 A1. Republic of Korea. № US EP20160165454 ; Filed 11.02.2014 ; Patented 26.05.2016.

53 Laundry treating appliance with balancing system : pat. US 20120144598 A1. Republic of Korea. № US EP20160165454 ; Filed 08.12.2010 ; Patented 14.06.2012.

54 Способ балансировки вращающихся частей машин : пат. 1111293 (Франція). № 2311295 ; заявл. 13.05.1956 ; опубл. 26.08.1956.

55 Improvement in Centrifugal Machines for Draining Sugar : pat. 125 036 US. № 125036 ; Patented 26.03.1872.

56 Лазебник О.А., Драч І.В. Рідинне пасиве автобалансирування для пральних машин барабанного типу. *Наука и образование*. сб. тр. XII Междунар.

науч. конф. 1-9 июля 2018 г. Осло (Норвегия). Хмельницкий: ХНУ, 2018. С. 30–35.

57 V. Rozman, I. Drach System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. 4th Conference *Mechatronic Systems and Materials (MSM 2008)*: proceedings, July 14-17, 2008, Bialystok, Poland. P. 88–89.

58 Balancing of rotatable bodies : pat. 2 525 781 US. № US554327A ; Filed 15.09.1944 ; Patented 17.10.1950.

59 Van Kirk J., Burmeister L. An automatic balancer design for a vertical-axis clothes washing machine. *ASME Paper*. 1976. № 76–DE–24.

60 Balancing Ring of Centrifugal Extractor : pat. 4 044 626 US. № JP6140475U ; Filed 07.05.1975 ; Patented 30.08.1977.

61 Автоматическая балансировка роторов машин / А. А. Гусаров, та ін. Москва : Наука, 1979. 306 с.

62 Кравченко В. И. Автобалансирующие устройства для улучшения динамических характеристик машин : автореф. дисс. на соискание ученого звания канд. техн. наук : 01.02.06. Ин-т машиностроения им. А. А.Благонравова. Москва : 1989. 18 с.

63 Нестеренко В. П. Теория и практика устройств автоматической балансировки роторов : автореф. дис. на соискание науч. степени д-ра техн. наук. : 05.02.10. Новосибирск, 1990. 34 с.

64 Драч І.В., Федіна С.А. Приклади застосування пасивних автобалансируючих пристроїв з рідинними і сипкими робочими тілами. *Современные достижения в науке и образовании*. сб.тр. X Междун. науч. конф. 17- 24 сент. 2017 г. г.Нетания (Израиль). Хмельницкий: ХНУ, 2017. С. 88–93.

65 Clothes washing machine with balancing device : pat. US 5782110 A. № 008218/0298 ; Filed 1996-10-04 ; Patented Jun 21, 1998.

66 Washing machine : pat. US 20060254321 A1. : № 017843/0652 ; Filed 2006-05-02 ; Patented Nov. 16, 2006.

67 Technology developed by the US Air Force TAABS automatic dynamic wheel balancers : веб-сайт. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=-pdjsfruQjI> (Last accessed: 19.03.2022).

68 Kim W. D., Kwon H. O., Jeon M. S. Dynamic Analysis and Design of the Ball Balancer of a DVD System Considering Frictional Contact. *Home Appliance Laboratory*. LG Electronics Inc. 1999. P. 11.

69 Self-compensating dynamic ball balancer for disk player : pat. 6333912 US. Appl. №. 09/240,878 ; Filed Feb. 1,1999 ; Patented Dec. 25, 2001.

70 The Common Sense of Balance. A new technology for eliminating vibration : website. URL: <http://evolution.skf.com/us/auto-balancing-cuts-vibration-by-half-2/> (Last accessed: 19.03.2022).

71 Інтернет-сайт компанії SKF : веб-сайт. URL: <https://www.skf.com/us/industry-solutions/portable-power-tools/applications/grinders-planners-and-sanders/automatic-balancing-unit/index.html> (дата звернення: 19.03.2022).

72 Samsung WM1255AGS/XEN Service Manual Page 15 : website. URL: <https://www.manualslib.com/manual/1239249/Samsung-Wm1255ags-Xen.html?page=15#manual> (Last accessed: 19.03.2022).

73 Dynamic balancer for an automatic washer : pat. 20030110814A1 US. № US6658902B2 ; Filed 31.01.2003 ; Patented 09.12.2003.

74 Seiichsrou Suzuk. A Study on the Dynamic Behavior of an Automatic Washing Machine . *2001 Korea ADAMS User Conference*, 8–9 nov. 2001. P. 1–6.

75 Інтернет-сайт компанії Samsung : веб-сайт. URL: <https://www.samsung.com/ua/> (дата звернення: 19.03.2022).

76 Disk player, and turntable incorporating selfcompensating dynamic balancer and spindle motor incorporating selfcompensating dynamic balancer adopted for disk player : pat. 6373154 B1 US. Appl. № 09/487, 244 ; Filed Jan. 20, 2000 ; Patented Apr. 16, 2002.

77 Balancer for an automatic washer : pat. 5 345 792 US. Appl.№ 997,435 ; Filed Dec. 28, 1992 ; Patented Sep. 13,1994.

78 Автоматическая балансировка гранулами : веб-сайт. URL: <http://koleso-sovetsk.ru/204-avtomaticheskaya-balansirovka-granulami.html> (дата звернения: 19.03.2022).

79 Fluid Balance For Heavy Truck Tires : website. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=94-CdexJ3Xk> (Last accessed: 19.03.2022).

80 Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Москва : Машиностроение, 1976. 320 с.

81 Гусаров А. А., Сусанин В. И., Сусанин Ю. И. Автоматическое уравнивание роторов с применением следящих систем. Колебания и балансировка роторных систем. Москва : Наука, 1974. С. 101–106.

82 Гусаров А. А. Принцип построения автоматических балансировочных машин, работающих как после критической скорости, так и до нее. *Dynamika strojov* : сб. науч. тр. III конф. Слов. АН по динамике машин, Братислава, 1963 г. Братислава: Изд. Слов. АН, 1965. Вып. II. С. 171–188.

83 Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы / В. П. Нестеренко; Томский политехнический институт (ТПИ) ; под ред. М. П. Шумского. Томск : Изд-во Томского ун-та, 1985. 84 с.

84 Нестеренко В. П. Способ повышения эффективности жидкостного автоматического балансировочного устройства. *Известия Вузов*. 1985. № 5. С.35–38.

85 Филиimoniхин Г. Б. Динамика и устойчивость маятниковых автобалансиров со связями, наложенными на движения маятников: автореф. дисс. на соискание ученого звания канд. физ-мат. наук : 01.02.01. АН Украины, Ин-т механики. Киев : 1991. 18 с.

86 Рахимов Е. Р., Рахматуллаев А. Ш. Колебания гибкого ротора с нелинейной упругой характеристикой и с полостью, частично заполненной вязкой жидкостью. *Динамика роторных систем*. сб. тр. Междунар. конф., 21 – 23 мая. 1996 г. Каменец-Подольский, 1996. С. 53–55.

87 Джолдасбеков У. А., Рахимов Е. Р., Рахматуллаев А. Ш. Исследование устойчивости несимметричного неуравновешенного ротора, частично заполненного жидкостью. *Известия АН КазССР. Серия Физико-математические науки.* Алма-Ата, 1986. № 1. С. 6.

88 Рахматуллаев А. Ш., Исаков Ж. Динамика вертикального ротора с полостью, частично заполненной слабопроводящей идеальной жидкостью в аксиальном поле. *Известия АН КазССР. Серия Физико-математические науки.* Алма-Ата, 1986. №3. С. 10.

89 Рахимов У. Р. Математическое моделирование движения роторной системы совместно с автобалансирующим устройством. *Динамика роторных систем* : сб. тр. междунар. конф., 21–23 мая 1996 г. Каменец-Подольский, 1996. С. 59–61.

90 А. с. 1128129 СССР, МКИ³ G 01M 1/38. Устройство для автоматической балансировки роторов / В. П. Нестеренко, А. П. Соколов, В. М. Замятин, Д. В. Лычагин. № 3543157/25–28 ; заявл. 12.01.83 ; опубл. 07.12.84, Бюл. № 45.

91 Иванов А. Г. Снижение вибраций в подвижных конструкциях с автобалансирующим устройством и корректирующей массой – жидкостью: автореф. на соиск. уч. зв. канд. техн. наук : 05.02.02. Казань, 1998. 20 с.

92 Нестеренко В. П., Слистин А. П. Автоматическое поддержание уравновешенного состояния ротора в процессе работы прибора. *Современные методы и средства уравновешивания машин и приборов* : тезисы докл. Всесоюзн науч.-техн. конф., 3–5 окт. 1976 г. : Ярославль : ЯТИ, 1976. С. 2.

93 Борко І. В., Ройзман В. П., Малигін А. В., Чоловський Р. Г. Експериментальні дослідження роботи автобалансира. *Динамика роторних систем* : сб. тр. междунар. конф., 24–26 червня 1998 г. Каменец-Подольский, 1998. С. 86–91.

94 R.Silin, V.Royzman, A.Malygin, I.Borko, R.Tholovsky. The research into automatic balancing process of rotors with vertical axis of rotation // *Tenth world*

congress on the theory of machine and mechanisms. Oulu, Finland, 1999. P.1734–1739.

95 Шаталов Л. Н. Применение электрогидравлического эффекта в устройствах для автоматической балансировки роторов. *Вестник машиностроения*. 1980. № 2. С. 43–44.

96 Kim Hyun Min A Study on the Dynamic Characteristics of the Suspension of Washing Machine. *The Second DADS Korean User's Conference '95*. 1995. P. 49–60.

97 Tatsumi Hisao. Liquid Balancer Newly Developed for Fully Automatic Washer. *Toshiba Review*. 1985. Vol. 40, № 9. P. 755–758.

98 Carriel G. F., Miles S. W. On the Annular Damper for a Freely Precessing Gyroscope. *J Appl.Mech.* 1960. № 27. P. 237–240.

99 Kasahara M., Kaneko S., Oshita K., Ishii H. Experiments of liquid motion in a whirling ring. *Proceedings of the Dynamics and Design Conference 2000*, 5–8 August 2000. Tokyo, Japan. *Japan Soc. Mech. Eng.* 2000. P. 1–6.

100 Чоловський Р. Г. Вібрації та автоматичне балансування машин з вертикальною віссю обертання і змінним дисбалансом ротора: автореф. дис. на здобуття ступеня канд.техн.наук : 05.02.02. Хмельницький, 1999. 19 с.

101 Hoon H. S., Young L. J., Suzuki S., Gu H. W. A study on the dynamic behaviour of an automatic washing machine. *Nippon Kikai Gakkai Kankyo Kogaku Sogo Shinpojiumu Koen Ronbunshu*. 2001. Vol. 11. P. 131–134.

102 Urbiola-Soto L., Lopez-Parra M. Stability of Flexible Rotors with a LeBlanc Balancer. *ASME paper GT2011-46848*, Proceedings of AME Turbo Expo 2011, Vancouver, Canada, June 6–10.

103 Никифоров А. Н., Пановко Г. Я., Ройзман В. П. Условия устойчивого вращения ротора с поплавковым автобалансирующим устройством. *Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. проблемы науки и образования*. 2015. № 3.

104 Дубовик В. А., Пашков Е. Н. Устойчивость стационарного вращения неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством на гибком валу. *Известия Томского политехнического университета*. 2007. № 2.

105 Пашков Е. Н., Мартюшев Н. В., Кузнецов И. В. Исследование эффективности балансировки жидкостным автобалансирующими устройствами. *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 1. С. 12–23.

106 Дубовик В. А., Пашков Е. Н. Стационарное вращение неуравновешенного ротора, частично заполненного жидкостью при действии сил внешнего трения. *Известия Томского политехнического университета*. 2006. № 4.

107 Urbiola-Soto L., Lopez-Parra M. Liquid self-balancing device effects on flexible rotor stability. *Shock and Vibration*. 2013.

108 Urbiola L. Cálculo de los Efectos Inerciales (Radiales y Tangenciales) del Fluido del Aro de Balance. *Internal Research Report, mabe TyP*. 2005.

109 Hydrodynamic Balance Ring for Centrifugal Rotation Machines : pat. 0 158 783 US. ; Filed 19.12.2008 ; Patented 25.01.2009.

110 Papadopoulos E., Papadimitriou I. Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle. *Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Systems (AIM 2001)*. P. 899–904.

111 Пашков Е. Н., Мартюшев Н. В., Кузнецов И. В., Зиякаев И. В. Исследование автобалансира с многорезервуарным устройством. *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 1.

112 Пашков Е. Н., Мартюшев Н. В., Кузнецов И. В. Влияние эллипсности и эксцентриситета резервуара на точность автоматической балансировки. *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 2.

113 Vykov V. G., Kovachev A. S. Dynamics of a rotor with an eccentric ball auto-balancing device. *Vestnik St. Petersburg University*. 2014.

114 Kudyrbekuly A., Khajiyeva L., Ybraev A., Kaplunov J. Nonlinear Vibrations of a Rotor-Fluid-Foundation System. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 2016. №6.

115 Епишев Л.В. О динамической неустойчивости вращающегося ротора при неполном наливе жид кости. *Научн. докл. высш. школы. Машиностроение и приборостроение*. 1959. № 2. С. 66–74.

116 Дерендяев Н.В., Сандалов В.М. Об устойчивости стационарного вращения цилиндра, частично заполненного вязкой несжимаемой жидкостью. *ПММ*. 1982. Т. 46, вып. 4. С.578–586.

117 Рубановский В.Н., Самсонов В.А. Устойчивость стационарных движений в примерах и задачах : учеб. пособ. для вузов. Москва : Наука, 1988. 304с.

118 Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов с помощью жидкости. Управление механическими системами. Иркутск. ИПИ, 1980. С.193–197.

119 Pashkov E.N., Martyushev N. V. Masson I. A. Evaluation of Gravitational Force Effect on Balancing Processes in Liquid-Type Autobalancing Devices. *Advanced Materials Research : Scientific Journal*. 2014. Vol. 1040. P. 642–649.

120. Кручинін І.М., Драч І.В. Оцінка потреб у дослідженнях роботи автобалансуючих пристроїв з рідинними робочими тілами. *Современные достижения в науке и образовании*. сб.тр. XI Междун. науч. конф. 3- 9 сент. 2018 г. г.Нетания (Израиль). Хмельницкий: ХНУ, 2018. С. 131–137.

121 Balancing of rotatable bodies : pat. 2 525 781 US. № US554327A ; Filed 15.09.1944 ; Patented 17.10.1950.

122 Newkirk B. L. Shaft Whipping. *General Electric Review* . 1924. Vol. 27(3). P. 169–178.

123 Kimball A. L. Jr., Internal Friction Theory of Shaft Whirling. *General Electric Review*. 1924. Vol. 27(4). P. 244–251.

124 Gunter E. J. Dynamic Stability of Rotor-Bearing Systems. *NASA Technical Report*, 1966. P. 113.

125 Black H.F. The Stabilizing Capacity of Bearings for Flexible Rotors with Hysteresis. *ASME Journal of Engineering for Industry*. 1976. Vol. 2. P. 87–91.

- 126 Lund J. W. Destabilization of Rotors from Friction in Internal Joints with Micro-slip. *International Conference in Rotordynamics, JSME*. 1986. P. 487–491.
- 127 Srinivasan A. The Influence of Internal Friction on Rotordynamic Instability. *M.S. Thesis*, Texas A&M University, May. 2003.
- 128 Kollmann F. G. Experimentelle und Theoretische Untersuchungen Über die Kritischen Drehzahlen Flüssigkeitsgefüllter Hohlkörper. *Forsch. Geb. Ingenieurwes.* 1962. Vol. 28. P. 115–123; P. 147–153.
- 129 Ehrich E. F. The Influence of Trapped Fluids on High Speed Rotor Vibration. *ASME J. Eng. Ind.* 1967. Vol. 89. P. 806–812.
- 130 Kirk R. G., Mondy M. E., Murphy R. C. Theory and Guidelines to Proper Coupling Design for Rotor Dynamic Considerations. *ASME J. Vib. Acoust., Stress, Reliab. Des.* 1984. Vol.106. P. 129–138.
- 131 Sperling L., Ryzhik B., Duckstein H. Two-Plane Automatic Balancing // Machine Dynamics Problems. Proceedings of *7th Polish German Workshop on Dynamical Problems in Mechanical Systems*. 2001. P. 139–152.
- 132 Sperling L., Ryzhik B., Linz C., Duckstein H. Simulation of Two-Plane Automatic Balancing of a Rigid Rotor. *Mathematics and Computers in Simulation*. 2002. Vol. 58. P. 351–365.
- 133 Green K., Champneys A. R., Lieven N. J. Bifurcation analysis of an automatic dynamic balancing mechanism for eccentric rotors. *Journal of Sound and Vibration*. 2006. Vol. 291(3–5). P. 861–881.
- 134 Green K., Champneys A. R., Friswell M. I. Analysis of the Transient Response of an Automatic Dynamic Balancer for Eccentric Rotors. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2006. Vol.48. P. 274–293.
- 135 Horvath R., Flowers G., Fausz J. Passive Balancing for Rotor Systems. Ph.D. thesis, Auburn University, Alabama. 2006.
- 136 Balancer For Use in Centrifugal Rotary Machine : pat. 4 433 592 US. № JP56133628A ; Filed 24.08.1982 ; Patented 28.02.1984.
- 137 Lee J. Y. Equilibrador de Esfera para Máquina de Lavar. PI9703376-6A República Federativa de Brasil, 1998.

138 Balancing Device for Drum Washing Machine : pat. 5 802 885 US. № KR1996-13853U ; Filed 30.05.1996 ; Patented 08.09.1998.

139 Urbiola-Soto L., Lopez-Parra M. Experimental and Analytical Investigation on a Liquid Balance Ring for Automatic Washing Machines. *10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA 2010)* : Proceedings of the ASME 2010, July 12-14, Istanbul, Turkey. 2010. P. 1–12.

140 Majewski T. Fluid balancer for a washing machine. *SOMIM (Society of Mechanical Engineers of Mexico)* : Proceedings of the XVI International Congress 2010. P. 1–10.

141 Hendricks S.L., J.B. Morton Stability of a rotor partially filled with a viscous incompressible fluid. *J. Appl. Mech.* 1979. Vol. 46. P. 913–918.

142 Holm-Christensen O., Traäger K. A note on rotor instability caused by liquid motions. *J. Appl. Mech.* 1991. Vol. 58. P. 804–811.

143 Marlon Wesley Machado Cunico. Characterization and Modelling of LeBlanc Hydrodynamic Stabilizer: A Novel Approach for Steady and Transient State Models. *Modelling and Simulation in Engineering*. 2015. Vol. 54. P. 1–11. DOI:10.1155/2015/729582.

144 Nakamura T. Study on the improvement of the fluid balancer of washing machines. *13th Asia-Pacific Vibrations Conference* . Proceedings of the Conference, 22-25 Nov. 2009, University of Canterbury, New Zealand. 2009. P. 1–8.

145 Drüke Simon, Bicker Rainer, Schuller Bernd, Henke Christian, Trächtler Ansgar. Rotordynamic Instabilities in Washing Machines. *10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM* . Proceedings of the Conference. 2019. P. 383–397. https://doi.org/10.1007/978-3-319-99268-6_27.

146 Thompson-Salinas Alfonso, Ortega Martin, De la Torre i Manuel, Barrientos-García Bernardino, Gonzalez-Villela Victor. Hydraulic Balance Ring Study and Design Using Optical Techniques. *ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2011*. Proceedings of the Conference. 2011. P. 371–381. <https://doi.org/10.1115/IMECE2011-63260>.

147 Chen Hai-Wei, Zhang Qiu-Ju. Stability analyses of a vertical axis

automatic washing machine with a hydraulic balancer. *Mechanism and Machine Theory*. 2011. Vol. 46. P. 910–926. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.02.007>.

148 Son Seok-Ho, Lee Sang-Bin, Choi Dong-Hoon. Experiment-based design optimization of a washing machine liquid balancer for vibration reduction. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2012. Vol. 13. P. 1433–1438. <https://doi.org/10.1007/s12541-012-0188-y>

149 Cho Jung-Soo, Jeong Hyun-Yong, Kong Kyung-Chul. Analysis of Dynamic Model of a Top-Loading Laundry Machine with a Hydraulic Balancer. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2014. Vol. 15. P. 1615–1623. <https://doi.org/10.1007/s12541-014-0511-x>.

150 Chen Hai-Wei, Zhang Qiu-Ju, Fan Sheng-Yao. Study on steady-state response of a vertical axis automatic washing machine with a hydraulic balancer using a new approach and a method for getting a smaller deflection angle. *Journal of Sound and Vibration*. 2011. Vol. 330. P. 2017–2030. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.11.006>.

151 Jung Chung-Hyo, Kim Jin-Tak, Choi Yun-Ho. A computational study on the flow characteristics of a self-compensating liquid balancer. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2011. Vol. 25. P. 1465–1474. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0407-y>.

152 Marsh Clive, Taylor Steve, Milliken Paul, Senaratne Galkadowite. Developing an Understanding of Washing Machine Dynamics. Report summarises. - 2019. P. 133–152. URL: https://miis.maths.ox.ac.uk/79/2/washing_full.pdf. (дата звернення: 10.11. 2021).

153 Wang Guangding, Yuan Huiqun Stability analysis of a flexible rotor partially filled with two liquid phases. *Physics of Fluids*. 2019. Vol. 31. 017103. <https://doi.org/10.1063/1.5054683>.

154 Драч І.В. Класичний підхід до обґрунтування самоцентрування системи «вал–рідинний АБП». *Наука и образование. сб. тр. XII Междунар. науч. конф., 4-11 января 2021 г. Хайдусобосло (Венгрия). Хмельницький: ХНУ, 2021. С. 30–35.*

155 Агафонов Ю.В., Гольдштейн Б.Г. Автоматическое балансирующее устройство для ручных шлифовальных машин. *Строительные и дорожные машины*. 1976. №3. С. 15–17.

156 Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Нестационарное движение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при скачкообразном изменении угловой скорости. *Известия ТПУ*. 2005. №5. Т. 308. С. 123–125.

157 Андрейченко К.П. Динамика поплавковых гироскопов и акселерометров. Москва: Машиностроение, 1987. 128 с.

158 Авиационные газотурбинные двигатели (конструкция и расчет на прочность) /Адрианов Я.С. и др. Ленинград: ЛКВВИА им. Можайского, 1959. 400 с.

159 Royzman V., Drach I., Tkachuk V., Pilkauskas K., Cizauskas G., Sulginas A. Operation of Passive Fluid Self-Balancing Device at Resonance Transition Regime. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 6. P. 805–810. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.6.22469>.

160 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Відмінності автоматичного балансування для роторів з горизонтальною і вертикальною осями обертання. *Зб. наук. праць НАПСУ ім. Б.Хмельницького*, серія: військові та технічні науки – Хмельницький: НАПСУ, 2015. С. 64–67.

161 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Вплив кута нахилу осі обертання ротора на ефективність автобалансируючих пристроїв з рідиною. *Современные достижения в науке и образовании*. сб.тр. X Междунар. науч. конф. 17- 24 сентября 2017 г. г.Нетания (Израиль). Хмельницкий: ХНУ, 2017. С. 83–86.

162 Drach I., Royzman V., Tkachuk V., Goroshko A. Ensuring the reliability of technical systems: System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies on the Example of Drum Type Washing Machines. *JVE Book Series on Vibroengineering*. 2018. Vol. 2. P. 26–60.

163 Дерендяев Н.В. Устойчивость вращения роторных систем,

содержащих жидкость: монография. Нижний Новгород: Изд-во Нижегородского госуниверситета, 2014. 154 с.

164 Малащенко С.В. Некоторые экспериментальные исследования, относящиеся к вращению тел. *ПМТФ*. 1960. № 3. С. 205–211.

165 Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические обороты быстровращающихся роторов при наличии трения. *ЖТФ*. 1939. Т. 9. Вып. 2. С. 124–147.

166 Десятов В.Т. Экспериментальное исследование устойчивости вращательного движения тел с жидким наполнением. *Динамика космических аппаратов и исследование космического пространства*. М.: Машиностроение, 1986. С. 254–261.

167 Zhu Changsheng Experimental investigation into the instability of an overhung rigid centrifuge rotor partially filled with fluid. *ASME. J. Vibrat. Acoust.* 2002. Vol. 124. P. 483–491.

168 Кумок Ю.З., Новгородцева Л.З. О малых свободных колебаниях вращающегося цилиндра, частично заполненного жидкостью. *ПМ*. 1965. Т. 1. Вып. 12. С. 87–94.

169 Мархашов Л.М. Колебания и устойчивость твердой оболочки с идеальной жидкостью на упругих опорах (к теории карусельного гидроканала). *ПМТФ*. 1962. № 6. С. 81–84.

170 Дайч И.М., Бар И.Л. Колебания вращающегося твердого тела с полостью, частично заполненной вязкой жидкостью. *ПМ*. 1973. Т. 9. Вып. 5. С. 64–69.

171 Saito S., Someya T. Self-excited vibration of a rotating hollow shaft partially filled with liquid. *Trans. ASME. J. Mech. Design*. 1980. Vol. 102, № 1. P. 185–192.

172 Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. Москва: Физматгиз, 1961. 339 с.

173 Wolf Jr. Whirl dynamics of a rotor partially filled with liquid. *J. Appl. Mech.* 1968. Vol. 35. P. 676–682.

174 Лихтенберг Г. Колебания упруго закрепленного вращающегося ротора, частично заполненного жидкостью. *Технология и конструирование машиностроения. Труды ASME*. 1982. Т. 104. № 2. С. 79–86.

175 Crandall S.H. Rotating and Reciprocating Machines. *Hand-book of Engineering Mechanics* / Ed. W. Flügge. New York: McGraw-Hill, 1962. P. 58.1–58.24.

176 Сандалов В.М. Динамическая неустойчивость турбомашин, обусловленная радиальными зазорами в подшипниках скольжения и жидкостным наполнением полостей роторов: дисс. ... канд. физ.-мат. наук : 01.02.06 / Горький, 1982. 192 с.

177 Сеняткин В.А. Неустойчивость роторных систем, обусловленная содержащейся в них вязкой жидкостью: дисс. ... канд. физ.-мат. наук. : 01.02.06 / Горький, 1985. 224 с.

178 Солдатов И.Н. Волновые резонансы и устойчивость вращения роторных систем, содержащих жидкость: дисс. ... докт. физ.-мат. наук. 01.02.06 / Нижний Новгород, 2010. 201 с.

179 Досаев М.З., Самсонов В.А. Об устойчивости вращения тяжелого тела с вязким наполнителем. *ПММ*. 2002. Т. 66. Вып. 3. С. 427–433.

180 Derendyaev N.V., Vostroukhov A.V., Soldatov I.N. Stability and Andronov-Hopf bifurcation of steady-state motion of rotor system partly filled with liquid: continuous and discrete models. *ASME. J. Appl. Mech.* 2006. Vol. 73, № 4. P. 580–589.

181 Royzman V., Drach I., Bubulis A. Movement of Working Fluid in the Field of Centrifugal Forces and Forces of Weight. 21st International Scientific Conference: *Mechanika 2016*. Proceedings, 2016, p. 222–224.

182 Драч І.В. Рух робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2008. №5. С. 48–51.

183 Драч І.В. Динаміка рідинного автобалансира: вплив коріолісових сил. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 3. С. 39–49.

184 Драч І.В., Ройзман В.П. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою: суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. зб. тез доп. XVI Міжнар. наук.-техн. конф. 26-27 жовт. 2017, м.Вінниця. Вінниця: ВНТУ, 2017. С. 154–155.

185 Drach I., Bubulis A., Mažeika D., Kandrotaitė Janutienė R., Juodvalkis D. Investigation of Small Motions of Liquid in Cylindrical Chamber of Auto-Balancing Device. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 2. P. 248–253. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.2.20402>.

186 Драч І.В. Малі рухи рідини в циліндричній камері автобалансуючого пристрою. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2009. №1. С. 133–136.

187 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical And Experimental Research Of Automatic Balancing Device. *Machines. Technologies. Materials*. 2018. Vol. 12. P. 200–203. DOI: <https://stumejournals.com/journals/mtm/2018/5/200>.

188 Сапужак О.М., Драч І.В. Особливості перехідних процесів у рідинному автобалансуючому пристрої. *Наука и образование*. сб. тр. XII Междунар. науч. кон. 1-9 июля 2018 г., Осло (Норвегия). Хмельницкий: ХНУ, 2018. С. 26–30.

189 Ройзман В.П., Драч І.В. Вплив хвилеутворення на вільній поверхні рідини в камері автобалансуючого пристрою на зрівноваженість ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. №2 (63). С.19–23.

190 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical and experimental research of automatic balancing device. *Agricultural machinery : VI International scientific congress : proceedings*, 25.06 – 28.06.2018, Burgas, Bulgaria. 2018, Vol. 1. P. 29–32. DOI: <https://hdl.handle.net/20.500.12259/91952>.

191 Ройзман В.П., Драч І.В. Теоретичне дослідження процесу автоматичного балансування роторів з вертикальною віссю обертання рідкими

робочими тілами (випадки ідеальної та в'язкої рідин). *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. №3 (79). С. 50–58.

192 Ройзман В.П., Драч І.В. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою. Суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2017. №4(87). С. 34–41.

193 Ройзман В.П., Драч І.В. Исследования процесса жидкостной автобалансировки роторов с изменяющимся дисбалансом. *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2010. № 4. С.136–145.

194 Crandall S.H. Rotor dynamics. *Nonlinear Dynamics and Stochastic Mechanics* / W. Kliemann, N. S. Namachivaya, editors. CRC Press, Boca Raton, 1995. P. 1–44.

195 Блехман Л.И. Инерциальные возмущения полого вихря, заключенного в цилиндрический сосуд. *Механика жидкости и газа*. 1978. № 4. С. 28–38.

196 Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями содержащими жидкость. Москва : Наука, 1965. 440с.

197 Ткачук В.П. Зниження вібрацій машин з горизонтальною віссю обертання і змінним дисбалансом ротора : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.02.02 / Хмельниц. нац. ун-т. – Хмельницький, 2011. 20 с.

198 Альтшуль А. Д., Кисельов П. Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). Москва : Стройиздат, 1975. С. 24–25.

199 Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний : учеб.пособ. для вузов. Изд. 3-е, перераб. Москва: Наука, 1991. С. 184.

200 Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Расчет и конструкция деталей. Москва : Машиностроение, 1965. С. 266–269.

201 Драч І.В. Визначення форми вільної поверхні рідини, що обертається у замкнутій циліндричній порожнині камери автобалансуючого пристрою. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №2(89). С. 5–15.

202 Drach I., Goroshko A. Fluid Behavior in an Auto-balancing Unit Without External Damping. *Proceedings of 4th International Conference On Design, Simulation, Manufacturing: the Innovation Exchange (DSMIE-2021)* . June 8-11, 2021, Lviv, Ukraine. / *Lecture Notes in Mechanical Engineering* , 2021. P. 116–125.

203 Кошляков С.И., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. Москва : Высшая шк., 1970. 712 с.

204 Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов : Учебное пособие. С-Петербург : Издательство Лань, 2010. 608 с.

205 Drach I., Royzman V., Bubulis A., Juzena K. Passive balancing of the rotor with an auto-balancing device with a viscous incompressible liquid. *Mechanika*. 2021. Vol. 27(1). P. 45–51. DOI: <https://doi.org/10.5755/j02.mech.23789>.

206 Драч І.В. Дослідження роботи рідинного автобалансера: вплив внутрішнього тертя робочої рідини. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 2. С. 29–39.

207 Phillips O.M. Centrifugal waves. *Journal of Fluid Mechanics*. 1960. Volume 7. Issue 3. P. 340 – 352. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0022112060000128>.

208 Gans R.F. On a steady flow in a partially filled rotating cylinder. *J. Fluid Mech*. 1977. V. 82. Pt. 3. P. 415–427.

209 Драч І.В. Задачі оптимізації в дослідженні ефективності роботи рідинного автобалансувального пристрою. Розрахунок його параметрів. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2020. № 4, т. 1. С. 119–126.

210 Яблонский А. А., Норейко С. С. Курс теории колебаний. Москва : Наука, 1966. 210 с.

211 Ткачук В. П., Ройзман В. П., Драч І. В., Бардзайтіс В. Експериментальні дослідження процесу автоматичного балансування роторів з горизонтальною віссю обертання. *Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов* : сб. науч. тр.

международ. науч.-техн. конф. 3–10 декаб. 2006 г. Шарм эль Шейх (Египет). Хмельницький: ХНУ, 2006. С. 161–167.

212 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №3(90). С. 91–99.

213 Хомяк Б.В., Драч І.В. Розрахунок параметрів рідинних автобалансувальних пристроїв. *Актуальні проблеми комп'ютерних наук*. зб. наук. праць за матер. XII всеукр. наук.-практ. конф. АПКН-2020 – Хмельницький: ХНУ, 2020, Т.1. С. 328–332.

214 Драч І.В., Ройзман В.П. Пасивне балансування ротора автобалансуючим пристроєм з в'язкою нестисливою рідиною. *Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України* : зб. тез доповідей X Всеукр. наук.-практ. конф. 2 листопада 2017. Хмельницький: НАДПСУ, 2017. С. 612.

215 Віскозиметр. Види та основні сфери застосування : веб-сайт. URL: <https://www.systopt.com.ua/article-vyskozometr-vydy-y-osnovnye-sfery-pryumenennya> (дата звернення: 19.03.2022).

216 Торгашев В.Е. Исследование автобалансирующих устройств роторных машин. *Инженерные решения*. 2019. № 8(9). С. 7–10.

217 Горошко А. В., Драч І. В., Ковтун І. І., Петрашук С. А. Вплив конструктивних параметрів пружно-в'язких елементів машин барабанного типу з горизонтальною віссю обертання на їх віброактивність. *Modern Achievements of Science and Education* : XVI International Conference November 01–08, 2021, Netanya, Israel – Хмельницький : ХНУ, 2021. С. 103–108.

218 Drach I., Goroshko A., Dwornicka R. Design Principles of Horizontal Drum Machines with Low Vibration. *Advances in Science and Technology Research Journal (ASTRJ)*. 2021. Vol. 15(2). P. 258–268. DOI :10.12913/22998624/136441.

219 Драч І.В., Горошко А.В. Моделювання віброактивності машини барабанного типу з вертикальною віссю обертання. *Наука і освіта* : зб. праць

XVI Міжнар. наук. конф. 4-11 січня 2022, Хайдусобосло (Угорщина), Хмельницький - 2020, С. 157–161.

220 Петров Г.Н. К синтезу колеблющихся систем балансировочных устройств. *Уравновешивание машин и приборов* / под ред. В.А. Щепетильникова. Москва, 1965. С. 17–45.

221 Парс Л.А. Аналитическая динамика. Москва: Наука, 1971. 636 с.

222 Драч І.В. Узагальнена математична модель коливань роторної системи з вертикальною віссю обертання. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2021. № 6. Т. 1. С. 132–142.

223 Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний : учебник. СПбетербург : Издательство «Лань», 2005. 440 с.

224 Кельзон А.С., Малинин Л.М. Управление колебаниями роторов. СПбетербург : Политехника, 1992. 120 с.

225 Nygård, T., Verbyuk, V. Multibody modeling and vibration dynamics analysis of washing machines. *Journal Multibody System Dynamics*. 2012. Vol. 27. P. 197–238.

226 Алехин С.Н., Алехин А.С., Петросов С.П., Никишин В.В. Исследование условий процесса уравновешивания в жидкостном автобалансирующем устройстве стиральных машин. *Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки*. 2018. С. 140–147. DOI : 10.21685/2072-3059-2018-2-13.

227 Clerc Christian, Alexandre Carbonelli, Romain Augez An auto-balancer device for high spin-drying frequencies (LoWash Project). *VIBRATEC*, 28 chemin du Petit Bois, 69131 Ecully Cedex, France. MATEC Web of Conferences 2015. Vol. 20, 03001. Ecully Cedex, France, 2015.

228 Ройзман В.П., Драч І.В. Нечітка продукційна модель оцінки визначального параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. 2019. № 2. С. 10–15.

229 Кручинін І.М., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора машини. *Наука и образование* : сб. тр. XII Междунар. науч. конф. 1-9 июля 2018 г. Осло (Норвегия). Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 35–39.

230 Пакліна Ю.С., Драч І.В. Технологія fuzzy logic. Удосконалення методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора машини. *Современные достижения в науке и образовании* : сб.тр. XI Междун. науч. конф. 3-9 сент. 2018 г. Нетанія (Ізраїль). Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 137–142.

231 Драч І.В. Парето оптимізація в задачі проектування пральних машин. *Сучасні досягнення у науці та освіті* : зб. праць. XIV Міжнар. наук. конф. 26 вер. - 3 жовт. 2019 р. Нетанія (Ізраїль). Хмельницький: ХНУ, 2019. С. 175–178.

ДОДАТОК А

МЕТОДИКА ДИНАМІЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ НА МІСЦІ (У ВЛАСНИХ ОПОРАХ) З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ВИМІР ЛИШЕ АМПЛІТУД ВЕКТОРІВ ВІБРАЦІЙ

При балансуванні на місці коригувальні маси встановлюють на ротор у певних доступних місцях. У результаті цієї процедури домагаються зниження коливань вала або опори до заданих меж, щоб забезпечити безаварійну роботу машини протягом усього життєвого циклу. Методика містить два методи здійснення балансування без фазових вимірів, з використанням найпростіших вібровимірювальних приладів. Як результат подано розроблений алгоритм здійснення балансувальних робіт роторів у власних підшипниках з використанням приладу «VIBER-A».

Підстави для проведення балансування на місці

Окремий ротор може бути задовільно зрівноважений на низькошвидкісному або високошвидкісному балансувальному верстаті. Однак, після його встановлення на машину в складі валопроводу може знадобитися проведення додаткового балансування. Це обумовлюється різними умовами обертання ротора в реальній машині й на балансувальному верстаті, і зокрема:

- різними динамічними характеристиками опор ротора на машині й балансувальному верстаті;

- неточністю збирання при установці ротора на машину;
- наявністю елементів, які не можуть бути зрівноважені до їхнього збирання;
- зміною дисбалансу ротора в реальних умовах роботи машини.

Балансування на місці може знадобитися для компенсації змін стану ротора в процесі його експлуатації, таких як:

- зношування;
- втрата деяких частин конструкції;
- зміна взаємного розташування або заміна частин ротора в процесі ремонту;
- зсув елементів валопроводу (муфт, дисків).

Додаткове балансування на місці може бути обумовлене також низкою технічних або економічних причин, таких як:

- відсутність балансувального верстата;
- економічна не вигідність попереднього балансування на балансувальному верстаті;
- економічна не вигідність демонтажу машини й транспортування ротора до балансувального устаткування.

Принципи балансування на місці

Завданням балансування є зниження вібрації до рівня, що дозволяє здійснювати довгострокову експлуатацію машини. Для більшості машин граничні значення вібрації встановлюють або на основі практики їх експлуатації, або використовуючи рекомендації стандартів відносно вібрації, відповідно, на необертючих частинах і на валах (Держстандарти ISO 10816 і ISO 7919). Якщо першочергової уваги вимагає дисбаланс ротора, то його за допомогою балансування необхідно зменшити до допустимих меж.

У загальному вигляді задача балансування у власних опорах має такий вигляд:

1. Даний обертовий ротор, що має динамічно незрівноважені маси.
2. Розташування цих мас і їх величини невідомі, доступним є тільки вимір вектора вібрації (величини й фази) від сумарного дисбалансу всіх незрівноважених мас.
3. Є можливість установлювати на ротор відомі маси в будь-якому кутовому положенні по колу ротора.

У результаті балансування необхідно: визначити величину й кутове положення маси, яка мінімізує сумарний динамічний дисбаланс ротора.

Критерієм досягнення мети є мінімізація, тобто зниження до певної, заздалегідь заданої величини рівнів вібрації на частоті обертання в контрольованих точках механізму. Для промислового вентилятора типу равлик, який належить до Класу 1 - Окремі частини двигунів і машин, з'єднані з агрегатом і які працюють у звичайному для них режимі (серійні електричні мотори потужністю до 15 кВт є типовими машинами цієї категорії), згідно критеріїв оцінки вібраційного стану машин різних

типів відповідно до Держстандарту ISO 10816 величини допустимих рівнів вібрації становлять 0,28 – 0,71 мм/с.

Особливості балансування без фазових вимірів:

1) потрібна більша, ніж при традиційному балансуванні, кількість пусків і, як наслідок, необхідність більшої кількості часу на виконання процесу балансування; особливо, якщо балансувальних площин є декілька, або, що зустрічається досить часто, коли накладаються часові обмеження на повторні пуски агрегату;

2) перешкодою є те, що найчастіше при використанні деяких методів безфазного балансування, існує два правильні розв'язки. Вибираючи єдиний правильний розв'язок, доводиться покладатися на інтуїцію й здоровий глузд. Наявність двох правильних розв'язків пояснюється тим, що задача описується системою рівнянь, яка зводиться до квадратного рівняння й, відповідно, існує два математично правильні розв'язки;

3) за використання амплітудних методів є необхідним, щоб при пусках з тим самим вантажем рівні вібрації були більшими, ніж у початковому стані, і меншими, ніж у початковому стані. Якщо цього не відбувається, то пуски необхідно повторити для іншого місця встановлення пробного вантажу.

Характерними умовами як для безфазного балансування, так і для традиційного амплітудно-фазового балансування, дотримання яких дозволить забезпечити успішне виконання робіт, є:

- частотний діапазон віброметра повинен захоплювати частоту обертання балансованого ротора;
- віброметр повинен вимірювати хоча б два параметри – вібропереміщення, віброшвидкість або віброприскорення;
- рівень вібрації на частоті обертання повинен переважати в робочому діапазоні частот віброметра;
 - коливна система (агрегат) має бути лінійною відносно впливу на неї пробних (коригувальних) мас, встановлюваних у площинах корекції;
 - у процесі балансування має бути виконано не менше двох пусків із пробною масою;
 - при пусках із пробними масами рівні вібрації повинні змінюватися відносно початкового рівня вібрації;
 - можлива ситуація, коли задача балансування має два правильні розв'язки;
 - балансування виконується для однієї площини корекції, з однією точкою контролю. За необхідності більшої кількості площин корекції, балансування виконується по чергово.

I Перевірка наявності дисбалансу

Перед проведенням робіт необхідно переконатися в тому, що на агрегаті дійсно присутній дисбаланс, або інакше кажучи, рівні вібрації на частоті обертання ротора переважають за величиною в робочому діапазоні частот використовуваного віброметра. Для цього необхідно виміряти й записати будь-які два із трьох параметрів:

- 1) вібропереміщення, S мкм;
- 2) віброшвидкість, V мм/с;
- 3) віброприскорення, A мм/сек².

Після цього перевірити відповідність вимірюваних значень розрахованим за формулами [1]:

$$S = 450.14 \cdot v / f \quad \text{або} \quad V = 159.15 \cdot a / f, \quad (1)$$

де: a – віброприскорення, м/с²;
 v – віброшвидкість, мм/с;
 s – вібропереміщення, мкм;
 f – частота обертання ротора, у Гц.

Якщо, результати виміру рівнів вібрації віброметром за будь-якими двома вібропараметрами відповідають наведеним вище співвідношенням з похибкою не більшою 10-15 %, то рівень вібрації на частоті обертання порівнюваний з рівнем вібрації у всьому діапазоні частот використовуваного віброметра.

Це підтверджує наявність на агрегаті саме дисбалансу й говорить про те, що покази віброметра можуть бути використані для балансування.

II Перевірка допущення про лінійність коливної системи на вплив внесених мас

Якщо змінювати масу пробного вантажу $M_{пр.}$, залишаючи незмінним її кутове положення, то реакція коливної системи на ці зміни змінюється пропорційно зміні $M_{пр.}$, не змінюючи свого кутового положення.

Якщо маса пробного вантажу $M_{пр.}$ залишається незмінною, але змінюється її кутове положення, то реакція на ці зміни (вектор C) є аналогічною: вектор C залишається незмінним за величиною й повертається навколо свого початку на той самий кут і в тому ж напрямку, як і $M_{пр.}$.

III Добір пробного вантажу за допомогою векторних побудов. Для спрощення пояснення принципу балансування покладемо, що мінімізуємо вібрації в одній точці контролю й на роторі є тільки одна балансувальна площа.

При цьому враховується наступне:

- кутова розмітка ротора виконана проти напрямку обертання ротора;
- усі побудови здійснюються в абсолютних одиницях виміру вібрації, тип вимірюваної величини значення не має;
- установлений один раз таходатчик не переміщається до повного закінчення балансування.

Кроки векторної побудови:

а) побудувати на колі вектор $A(\gamma_A)$ - вектор вібрації у початковому стані ротора, тобто з невідомими незрівноваженими масами (рис. 1);

б) установити в будь-якому кутовому положенні пробну масу $M_{пр.}$, виміряти й побудувати на колі вектор вібрації $B(\gamma_B)$ - він характеризує сумарний вплив на вібрацію невідомого початкового дисбалансу і відомого внесеного небалансу від $M_{пр.}$;

в) з'єднавши кінці вектора A і вектора B , побудувати вектор C .

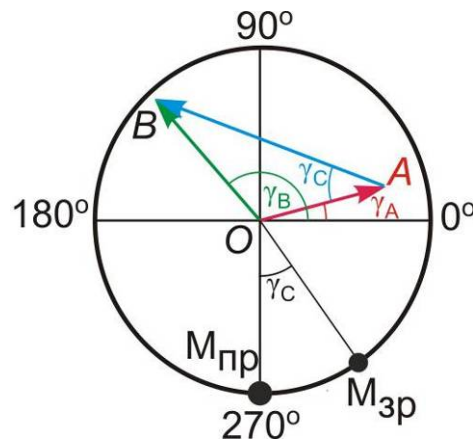


Рисунок А.1 - Векторна побудова для добору пробного вантажу

З векторної побудови (рис. А.1) випливає, що вектор C є різницею між векторами B і A : $C = B - A$. Таким чином, вектор C характеризує ту вібрацію, яка виникає тільки від встановлення пробної маси $M_{пр.}$. У результаті векторної побудови стає відомим вплив пробної маси $M_{пр.}$ на вібрацію ротора - це вплив характеризується вектором C .

Мета балансування (повна компенсація вектора A початкового дисбалансу) буде досягнута, якщо вдасться визначити величину й положення зрівноважуваної маси, при якій вектор C буде дорівнює вектору A за величиною та буде протилежним за напрямком. З векторної побудови випливає, що мета буде досягнута, якщо:

- пробну масу змістити за напрямком розмітки ротора на кут γ_C (тобто в той бік і на той самий кут, на який треба повернути вектор C для його сполучення з вектором A);
- змінити пробну масу за співвідношенням:

$$M_{зр.} = M_{пр.} \cdot A/C. \quad (2)$$

Таким чином, для динамічного зрівноважування ротора необхідно два рази виміряти вектори вібрації: 1) при початковому невідомому дисбалансі - вектор A ; 2) при додаванні до початкового дисбалансу відомого дисбалансу від $M_{пр.}$ - вектор B .

Величина рекомендованого пробного вантажу орієнтовно визначається таким емпіричним співвідношенням [1]:

$$M_{пр.} = 804 \cdot (P \cdot A)/(R \cdot N), \text{ г.} \quad (3)$$

де P - маса ротора, кг;
 A - рівень вібрації в точці, обраній для балансування, мм/с;
 R - радіус, на якому будуть установлюватися вантажі в балансувальній площині, см;
 N - оберти ротора, об/хв.

IV Проведення балансування без фазових вимірів, з використанням найпростіших вібровимірювальних приладів

Метод безфазного балансування: «Обхід пробним вантажем»

Площину, у якій здійснюється балансування, поділити на рівні частини.

Вимірити початкову величину вібрації, наприклад, вібропереміщення S_0 (мкм).

Підібрати пробний вантаж. Для цього у кожній точці на певному радіусі R установити пробний вантаж $M_{пр.}$ Машину довести до робочої швидкості обертання й виміряти амплітуду вібрації (допустимо, вібропереміщення). Потім вантаж зняти і перевішати в наступну точку. Усі дані записати.

Далі побудувати графік (у зручному масштабі) де S – вісь вібропереміщення. Якщо при побудові вийшла крива синусоїдального типу, то пробний вантаж обраний правильно і відсутні дефекти, що перешкоджають проведенню балансування.

Зрівноважувальний вантаж визначити за формулою:

$$M_{зр} = M_{пр.} \cdot S_0 / (S_0 - S_{min}),$$

де: S_0 - вібропереміщення без пробного вантажу;
 S_{min} – мінімальне значення вібропереміщення, отримане при переміщенні пробного вантажу.

Зрівноважувальний вантаж установити в положення пробного вантажу, при якому спостерігається мінімальне вібропереміщення.

Метод безфазного балансування: «Метод послідовних наближень»

Площину, у якій здійснюється балансування, розмітити через 90° . Одержуємо чотири точки для встановлення пробного вантажу.

У кожній точці на певному радіусі R по черзі встановити однаковий пробний вантаж $M_{пр.}$ Рівні вібрації, отримані при встановленні пробної маси $M_{пр.}$ у даній точці (заміряні на підшипнику агрегату), відобразити поруч із даною точкою. Утворюється сектор, де спостерігається мінімальна вібрація.

Установити пробний вантаж у середину цього сектора та знову знайти підсектор з мінімальними рівнями вібрації.

Таку операцію повторити доти, поки не буде знайдена точка встановлення зрівноважувального вантажу. Масу вантажу підбирають дослідним шляхом.

Метод безфазного балансування: «Метод амплітуд»

(додатково використовується циркуль і лінійка для графічних побудов).

Провести вимір початкової величини вібропереміщення S_0 (без встановлення пробного вантажу). Радіусом R_1 , який дорівнює (є пропорційним) вібропереміщенню S_0 , описати коло із центром у точці O (рис.А.2).

Вибрати на колі два перпендикулярні напрямки, що відповідають точкам A і B . Установити підбрану пробну масу $M_{пр.}$ у точку A і зробити вимір вібропереміщення, потім вантаж зняти й установити його в точку B і провести вимір вібропереміщення з вантажем у точці B . Одержимо значення вібропереміщення з вантажем у точці A – S_a і в точці B – S_b . Із точок A і B кола як з центрів, розташованих під прямим кутом, радіусами відповідно R_2 і R_3 пропорційними вібропереміщенням, одержаними при встановленні по черзі пробного вантажу ($R_2 = S_a$, $R_3 = S_b$), побудувати дуги. Провести пряму через центр кола O і точку перетину дуг C до перетину з колом, одержимо точку D .

Точка D - місце установки зрівноважувального вантажу.

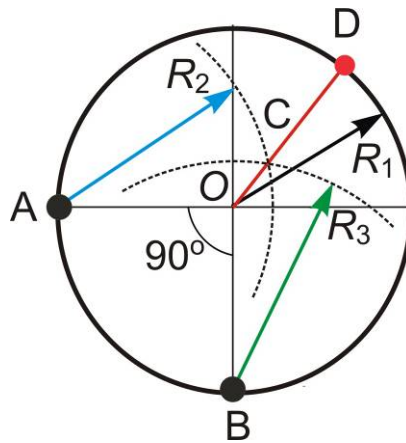


Рисунок А.2 – Метод амплітуд

Масу зрівноважувального вантажу визначити за формулою:

$$M_{зр} = M_{пр} \cdot R1/OC. \quad (4)$$

Метод безфазного балансування: «Метод трьох пусків»

Виконати замір рівня вібрації на опорі, що є найближчою до ротора, та визначити напрямок з найбільшою вібрацією. Таким чином, у напрямку найбільшої вібрації встановлюється початкове значення віброшвидкості V_0 .

Обрати масу пробного вантажу $M_{пр}$. Ця маса обирається з міркувань досвіду балансування, але з обов'язковим врахуванням, що відцентрова сила пробного вантажу за робочої частоти обертання не повинна перевищувати 20 % ваги ротора, що припадає на найближчий підшипник. Однак чим більшою буде маса вантажу, тим більш точним буде балансування. Тому рекомендується використовувати формулу:

$$M_{пр} = 0,2 \cdot \frac{m_p \cdot g}{\omega^2 \cdot R}, \quad (4)$$

де m_p – маса ротора, що припадає на найближчий підшипник; R – радіус встановлення пробного вантажу; ω – номінальна кутова швидкість обертання ротора.

Ротор умовно розбити на 3 сектори за допомогою трьох ліній, що розміщені під кутом 120° . Лінії пронумерувати.

Пробний вантаж встановити в верхній точці ротора на лінії 1 та здійснити запуск ротора до номінальної частоти обертання. Віброшвидкість у цьому випадку позначити V_1 .

Після зупинки механізму, пробний вантаж перенести в точку 2 і виміряти віброшвидкість V_2 на номінальній частоті обертання.

Аналогічні дії провести для точки 3.

Подальші розрахунки виконати графо-аналітичним методом (рис. А.3).

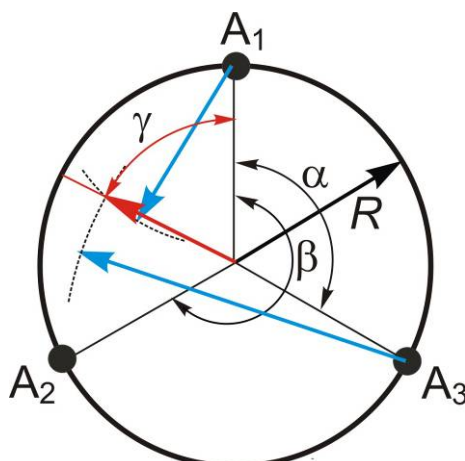


Рисунок А.3 – Метод трьох пусків

Будуються 3 осі, що розміщуються під кутом 120° , вздовж яких у масштабі відкладається значення початкової віброшвидкості V_0 . Початкові віброшвидкості на головних осях вимірювання. Значення віброшвидкостей при встановленні пробного вантажу в точках 1, 2 і 3 порівнюються між собою та знаходиться найменше. Балансувальна маса залежить від двох більших значень віброшвидкості, а менше значення визначає місце встановлення балансувального вантажу. До прикладу, $V_3 > V_1 > V_2$ (рис. 3). З точки 3 у напрямі точки 2 проводиться дуга радіусом V_3 в такому ж масштабі, як раніше було відкладено V_0 . З точки 1 також у напрямі точки 2 проводиться дуга радіусом V_1 . З точки перетину двох побудованих дуг проводиться лінія до початку координат довжина якої позначається V_t і описує сумарний вплив пробного вантажу на вібростан ротора. Також знаходиться кут α під яким необхідно встановити балансувальний вантаж.

Знайти масу зрівноважувального вантажу $m_{зр}$ за формулою: $M_{зр} = M_{пр} V_0 / V_t$

Алгоритм проведення балансувальних робіт промислового вентилятора типу равлик витяжної системи на ДП «Красилівський агрегатний завод» (по 2-м площинам) з використанням приладу «VIBER-A»

1. Вибір і підготовка місць установки вібродатчика

Виміри проводяться на підшипниках, корпусах підшипників або інших елементах конструкції, які в максимальному ступені реагують на динамічні сили й характеризують загальний вібраційний стан машини.

2. Вимірювання рівнів вібрації на підшипниках ротора (режим віброметр)

Оцінку вібраційного стану агрегату дають результати вимірів у контрольних точках у трьох взаємно перпендикулярних напрямках – горизонтальному, вертикальному, осьовому.

Визначення напрямків з максимальною амплітудою.

За точки 1 і 2 ухвалюються місця установки датчиків вібрації в напрямках, де були зареєстровані максимальні рівні вібрації без установки пробного вантажу:

Результат:

T 1 : V_0 мм/з = ; S_0 мкм =

T 2 : V_0 мм/з = ; S_0 мкм =

3. Установка мітки для фотовідмітника.

Мітка встановлюється в зручне місце, обов'язково проектується на площину балансувальних робіт – це точка відліку кутів установки пробного і зрівноважувального вантажів, так званий – «нуль».

На відкритій ділянці ротора, у місці, доступному для установки таходатчика, наклеїти на ротор смужку световозвратної плівки розміром 10×20 мм.

4. Установка фотовідмітника, одержання стабільного тахометричного сигналу.

Таходатчик закріплюється за допомогою магнітної стійки таким чином, щоб його вісь була спрямована до осі обертання ротора й сам він був розташований, у площині мітки, нанесеної на роторі. Кут між нормаллю до поверхні ротора й віссю датчика може варіюватися від 0° до 45° . В умовах сильних зовнішніх засвічень шляхом зміни кута можна підвищити завадостійкість датчика. Відстань від торця датчика до вала варіюється в діапазоні 10 – 100 мм.

Кутове положення таходатчика, тобто в якому місці відносно твірної ротора він буде встановлений, ніякого значення не має, це визначається тільки тим, де його зручніше розташувати за умовами конструктивного виконання механізму. У тому випадку, якщо таходатчик використовується не тільки для визначення обертів ротора (коли прилад використовується просто як тахометр), а й для визначення фази (тобто при балансуванні), враховується наступне: встановлений таходатчик не можна зміщувати до повного закінчення балансування.

5. Вимір фази й амплітуди обертової частоти й швидкості обертання агрегату (режим фазометр)

Для ухвалення рішення про необхідність проведення балансування фаза повинна бути стабільною (розкид показань не більше 5%), амплітуда першої обертової частоти повинна складати хоча б 50% від загального рівня вібрації в радіальному напрямку.

Після вимірювання необхідно порівняти отримане значення швидкості з паспортною швидкістю, або обчисленою за формулами (1). Ця швидкість повинна бути сталою (з точністю до 1%) і відтворюватися від пуску до пуску приблизно з тою же точністю.

Результат:

Вихідна амплітуда, фаза, швидкість обертання:

T 1 : V_0 мм/з = ; Φ = ; N про/хв = ;

$T_2 : V_0 \text{ мм/з} = ; \Phi = ; N \text{ про/хв} = ;$

6. Установка режимів балансування (режим параметри).

Балансування здійснюється за двома точками 1 і 2 і однією площиною, наприклад, 1, потім все повторюється для площини 2. У звіт вводяться параметри балансування: кількість точок, кількість площин, метод балансування – **метод безфазного балансування: «Метод амплитуд».**

7. Проведення вимірів вихідних рівнів вібрації в точці 1 і точці 2 (режим початкові виміри).

$T_1 : V_0 \text{ мм/з} = ; \Phi = ;$

$T_2 : V_0 \text{ мм/з} = ; \Phi = ;$

8. Розрахунки пробного вантажу (режим додаткові розрахунки)

Для визначення ваги пробного вантажу використовується векторний метод, описаний вище.

При виборі вантажу враховується, що після установки система повинна прореагувати на нього – або зміною фази, або амплітуди, або й тим і іншим, при цьому вантаж не повинен бути занадто великий, щоб не викликати руйнівних наслідків на агрегаті в результаті можливого різкого збільшення рівнів вібрації.

Якщо, після установки пробного вантажу не відбулося змін у вібраційному стані агрегату – необхідно змінити (збільшити) пробну масу або перемістити вантаж в інше місце (як правило, на 90°).

Результат:

$T_1 : \text{вага ротора } P \text{ кг} = ; \text{віброшвидкість } V_0 \text{ мм/с} = ; \text{радіус } R \text{ см} = ; \text{швидкість обертання } N \text{ об/хв.} = ;$

$M_{\text{пр.}} = 804 \cdot (P \cdot V_0) / (R \cdot N), \text{ г.}$

$T_2 : \text{вага ротора } P \text{ кг} = ; \text{віброшвидкість } V_0 \text{ мм/з} = ; \text{радіус } R \text{ см} = ; \text{швидкість обертання } N \text{ об/хв.} = ;$

$M_{\text{пр.}} = 804 \cdot (P \cdot V_0) / (R \cdot N), \text{ г.}$

9. Установка пробного вантажу в площині 1.

Де розташувати пробний вантаж значення не має, враховується маса кріплення і те, що вантаж надалі буде вилучений.

При установці вантажу враховується: чим менший радіус установки вантажу, тим меншою буде реакція агрегату на його установку (тим більший зрівноважувальний вантаж знадобиться для усунення дисбалансу). При використанні методики розрахунку пробного вантажу, зазначеної вище, вантаж встановлюється на радіус, який використовувався при розрахунках пробного вантажу.

Зручно встановлювати пробний вантаж у нуль – тобто на одну лінію з міткою для фотовідмітника й на максимально можливий радіус. Якщо ухвалюється рішення встановити пробний вантаж на кут відмінний від нульового, відкладання цього кута здійснюється в напрямку проти обертання ротора.

10. Проведення вимірів у точці 1 і точці 2 із пробним вантажем, установленим у площині 1 (режим пробний пуск).

Алгоритм методу амплітуд

1. Вхідні дані:

P - маса ротора, кг;

R - радіус, на якому будуть встановлюватися вантажі в балансувальній площині, см;

N – швидкість обертання, об/хв.

f – частота обертання ротора, у Гц.

$f = N/60$

вимірювання без пробного вантажу

V_0 – початковий рівень вібрації в точці, обраній для балансування, мм/с;

(або $S_0 : S = 450.14 \cdot v / f$, мкм)

обчислення:

$M_{\text{пр.}} = 804 \cdot (P \cdot A) / (R \cdot N), \text{ г.}$

$R_1 = S_0$

2. Вимірювання з пробним вантажем:

$T_1 : V_A \text{ мм/с} = ; S_A = 450.14 \cdot V_A / f,$

$R_2 = S_A ;$

$T_2 : V_B \text{ мм/с} = ; S_B = 450.14 \cdot V_B / f,$

$$R_3 := SB ;$$

3. Обчислення:

$$\text{Умова: } 4 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 - (R_2^2 + R_3^2 - 2R_1^2)^2 \geq 0$$

$$\text{Умова: } R_2^2 + R_3^2 \pm \sqrt{4 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 - (R_2^2 + R_3^2 - 2R_1^2)^2} \geq 0$$

$$\rho = \pm \sqrt{\frac{R_2^2 + R_3^2 \pm \sqrt{4 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 - (R_2^2 + R_3^2 - 2R_1^2)^2}}{2}}$$

$$\varphi = \arctg \left(\frac{R_3^2 - R_2^2 - 2R_1^2 \mp \sqrt{4 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 - (R_2^2 + R_3^2 - 2R_1^2)^2}}{R_2^2 - R_3^2 - 2R_1^2 \mp \sqrt{4 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 - (R_2^2 + R_3^2 - 2R_1^2)^2}} \right)$$

$$M_{зр.} = M_{пр.} \cdot R_1 / \rho.$$

Вихідні дані:

Точка D (R_1, φ) – місце установки зрівноважувального вантажу.

Маса зрівноважу вального вантажу: $M_{зр.}$

Алгоритм методу трьох пусків

1. Вхідні дані:

$$\alpha = 120^\circ; \beta = 240^\circ.$$

P - маса ротора, кг;

R - радіус, на якому будуть установлюватися вантажі в балансувальній площині, см;

N – номінальна кутова швидкість ротора, об/хв.

f – частота обертання ротора, у Гц.

$$f = N / 60$$

вимірювання без пробного вантажу

V0 – початковий рівень вібрації в точці, обраній для балансування, мм/с;

обчислення:

$$M_{пр.} = 0,2 \cdot \frac{P \cdot g}{N^2 \cdot R}, \text{ г.}$$

$$R_0 := V_0$$

2. Вимірювання з пробним вантажем:

$$T_1 : VA_1 \text{ мм/с} = ;$$

$$R_2 := VA_1 ;$$

$$T_2 : VB \text{ мм/с} = ; SA = 450.14 \cdot VB / f,$$

$$R_3 := VA_3 ;$$

3. Обчислення:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{(R_1^2 - R_2^2)(1 - \cos \beta) - (R_1^2 - R_3^2)(1 - \cos \alpha)}{(R_1^2 - R_2^2) \sin \beta - (R_1^2 - R_3^2) \sin \alpha} \right);$$

$$R_{зр.} = \frac{(R_1^2 - R_2^2)}{2R_0(\cos(\gamma - \alpha) - \cos \lambda)}.$$

$$M_{зр.} = M_{пр.} R_0 / R_{зр.}$$

Вихідні дані:

Точка D ($R_{зр.}, \gamma$) – місце установки зрівноважувального вантажу.

Маса зрівноважу вального вантажу: $M_{зр.}$

11. Зняття пробного вантажу в площині 1.
12. Установка пробного вантажу в площині 2. Аналогічно пункту 10.
13. Проведення вимірів в у точці 1 і точці 2 із пробним вантажем у площині 2 (режим пробний пуск).
14. Зняття пробного вантажу в площині 2.
15. Розрахунки зрівноважувального вантажу (режим розрахунки).
16. Установка зрівноважувальних вантажів у площинах 1 і 2.
Кути установки зрівноважувальних мас відкладаються в напрямку проти обертання ротора. Зрівноважувальний вантаж встановлюється на тому ж радіусі, що й пробний. В масі зрівноважувального вантажу враховується маса кріплення!
17. Вимір рівнів вібрації на підшипниках ротора (режим віброметр).
Здійснюється із зрівноважувальними вантажами аналогічно пункту 2.
18. Оцінка отриманих результатів.
Порівняння отриманих результатів з нормативними рівнями вібрації.
За необхідності здійснюється повторення процедури.
19. Оформлення звіту про пророблену роботу.

Список використаних джерел

1. Ширман А.Р., Соловьев А.Д. Практическая вибродіагностика и мониторинг состояния механического оборудования. – Москва, 1996. – 276 с.
2. Основы балансировочной техники. Том 1,2. Под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975.
3. Справочник по балансировке / Под общей редакцией М.Е. Левита. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
4. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: 2-е изд. исправл. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (председатель). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. – 456 с.
6. Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я. Технічне діагностування механічного обладнання: підручник. – Донецьк: ТОВ "Юго-Восток, Лтд", 2007. – 447 с.
7. Ковалев В.К. Балансировка роторов. Методическое пособие. – Москва: Литагент Ридеро, 2016. ISBN: 9785447476236

ДОДАТОК Б

Лістинг програмного коду чисельної реалізації математичної моделі

```
#include <iostream>
#include <cmath>

using namespace std;

double Pi = 3.14159265359;

double lambda(double V, double Ro, double R, double h, double f,
double sin2d, double D0) {
    double rv = sqrt(sqrt(R)-V/(Pi*h));
    double e = sqrt(rv)*f/(sqrt(R)-sqrt(rv));
    double mr = V*Ro
    double D = e*mr;
    double k = D0/D;
    double y = sqrt(sin2d)+sqrt((sin2d-1)*(sin2d-sqrt(k)));
    double alfa = PI - acos(y);
    return k/sqrt(1+2*k*cos(alfa)+sqrt(k));
}

double sqr(double a) {
    return a*a;
}

int main()
{
    double
    Md, n, w, wkr, D0,
    R, h, hopt, Vk,
    Ro, V,
    hp, hk, dh,
    a, b, c, L,
    cosd, sin2d, e0, SinFi, ConFi, f;

    cout<<"Введіть параметри ротора\n";
    cout<<"Масса дисбалансу Md="; cin>>Md;
    cout<<"n="; cin>>n;
    cout<<"Кутова швидкість w="; cin>>w;
    cout<<"Критична кутова швидкість wkr="; cin>>wkr;
    cout<<"    D0="; cin>>D0;

    cout<<"\nВведіть параметри АВП\n";
    cout<<"Радіус камери R="; cin>>R;
    cout<<"Мінімальна висота камери (hp>0) hp="; cin>>hp;
    cout<<"Максимальна висота камери hk="; cin>>hk;
    cout<<"Параметр зміни висоти камери dh="; cin>>dh;
    cout<<"\n";
    cout<<"Введіть параметри рідини\n";
    cout<<"Густина рідини Ro="; cin>>Ro;
    cout<<"об'єм рідини V="; cin>>V;

    a = 2*n*w;
```

```

b = sqrt(wkr)-w*w;
c = sqrt(b*b+a*a);
cosd = b/c;
sin2d = sqr(a/c);
e0 = D0/Md;
SinFi = a/sqr(wkr);
CosFi = sqrt(1 - sqr(SinFi));
f = e0*cos*(CosFi*sqr(wkr)/b - 1);

double Lmbdamax = lambda(V, Ro, R, hp, f, sin2d, D0);

    h = hp;

for(h=hp; h<=hk; h += dh){

    L = lambda(V, Ro, R, h, f, sin2d, D0);

    if(L >= Lmbdamax){
        Lmbdamax = L;
        hopt = h;
    }
}

cout<<"Для заданої рідини і камери радіцсом R=" << R << "\n";

cout<<"Оптимальна висота камери hopt=" << hopt << "\n";

cin>>n;

return 0;
}
#include <iostream>
#include <cmath>

using namespace std;

double Pi = 3.14159265359;

double sqr(double a){
    return a*a;
}

double lambda(double V, double Ro, double R, double h, double f,
double sin2d,double D0){
    double rv = sqrt(sqrt(R)-V/(Pi*h));
    double e = sqrt(rv)*f/(sqrt(R)-sqrt(rv));
    double mr = V*Ro
    double D = e*mr;
    double k = D0/D;
    double y = sqrt(sin2d)+sqrt((sin2d-1)*(sin2d-sqrt(k)));
    double alfa = Math.PI-acos(y);
    return k/sqrt(1+2*k*cos(alfa)+sqrt(k));
}

```

```

double sinusSpecial(double y1,double y2,double y3,double y4,double
y5,double y6){
    double rvo = sqrt(sqr(y2)-y3/(Pi*y4));
    double z = (sqr(rvo)-sqr(y3)-sqr(y6))/(2*y2*y6);
    double ksi = 2*Pi- acos(z);
    return 8*Pi*sqr(y1)*ksi/(y3*y5);
}

int main()
{

    double
        Md, n, w, wkr, D0,
        R, h,
        V0, dV,
        a, b, c, V, Ro, Nyu, L, U
        Vk, Cosd, Sin2d, c0, SinFi, CosFi, f,
        SinMinB;
    int Nr,
        q;

    cout<<"Введіть параметри ротора\n";
    cout<<"Масса дисбалансу Md="; cin>>Md;
    cout<<"n="; cin>>n;
    cout<<"Кутова швидкість w="; cin>>w;
    cout<<"Критична кутова швидкість wkr="; cin>>wkr;
    cout<<"    D0="; cin>>D0;

    cout<<"\nВведіть параметри АБП\n";
    cout<<"Радіус камери R="; cin>>R;
    cout<<"Висота камери h="; cin>>h;

    cout<<"Введіть число досліджуваних рідин Nr="; cin>>Nr;
    cout<<"\n";
    cout<<"Введіть початковий об'єм та динамічний параметр рідин:\n";
    cout<<"Початковий об'єм рідини (V0 > 0) V0="; cin>>V0;
    cout<<"Динамічний параметр рідини dV="; cin>>dV;

    double Rol[Nr], Nyul[Nr], LambdaMax[Nr], Vopt[Nr], SinBopt[Nr];

    cout<<"Введіть дані густин і кінематичних в'язкостей рідини:\n";
    for(int i = 0; i< Nr; ++i){
        cout<<"Рідина "<< i+1 <<":\n"
            <<"густина рідини p\["<<i+1<<"\] ="; cin>>Ro[i];
        cout<<"кінематична в'язкість v\["<<i+1<<"\] ="; cin>>Nyu[i];
    }

    Vk = Pi*sqr(R)*h;
    a = 2*n*w;
    b = sqr(wkr)-sqr(w);
    c = sart(sqr(b)+sqr(a));
    Cosd = b/c;
    Sin2d = sqr(a/c);
    e0 = D0/md;
    SinFi = a/sqr(wkr);

```

```

CosFi = sqrt(1-sqr(SinFi));
f = e0*Cosd*(CosFi*sqr(wkr)/b-1);

cout<<"\n\nВиведення оптимальних параметрів для рідин\n";

for(int i =0; i < Nr; ++i){
    V=V0;
    Vopt[i] = V0;

    Ro = Ro[i];
    Nyu = Nyul[i];
    LambdaMax[i] = lambda(V, Ro, R, h, f, sin2d, D0);

    for(;V<=Vk; V+=dV){
        L = lambda(V, Ro, R, h, f, sin2d, D0);
        if(L >= LambdaMax){
            LambdaMax[i] = [L];
            Vopt[i] = V;
        }
    }

    V = Vopt[i];
    SinBopt[i] = sinusSpecial(Nyu, R, V, h, w, f);

    cout<<"Рідина "<< i+1 <<":\n"
        <<"оптимальний об'єм Vopt = "<<Vopt[i]<<"\n"
        <<"LambdaMax = "<<LambdaMax[i]<<"\n"
        <<"SinBopt = "<<SinBopt[i]<<"\n";
}

SinMinB = SinBopt[0];
q = 0;
for(int i = 1; i < Nr; ++i){
    if(SinMinB <= SinBopt[i]){
        SinMinB = SinBopt[i];
        q = i;
        Nyu = Nyul[i];
    }
}

cout<<"Найменший SinB = "<<SinMinB<<" для "<<q+1<<" рідини, що
має кінематичну в'язкість Nyu = "<< Nyu<<"\n";

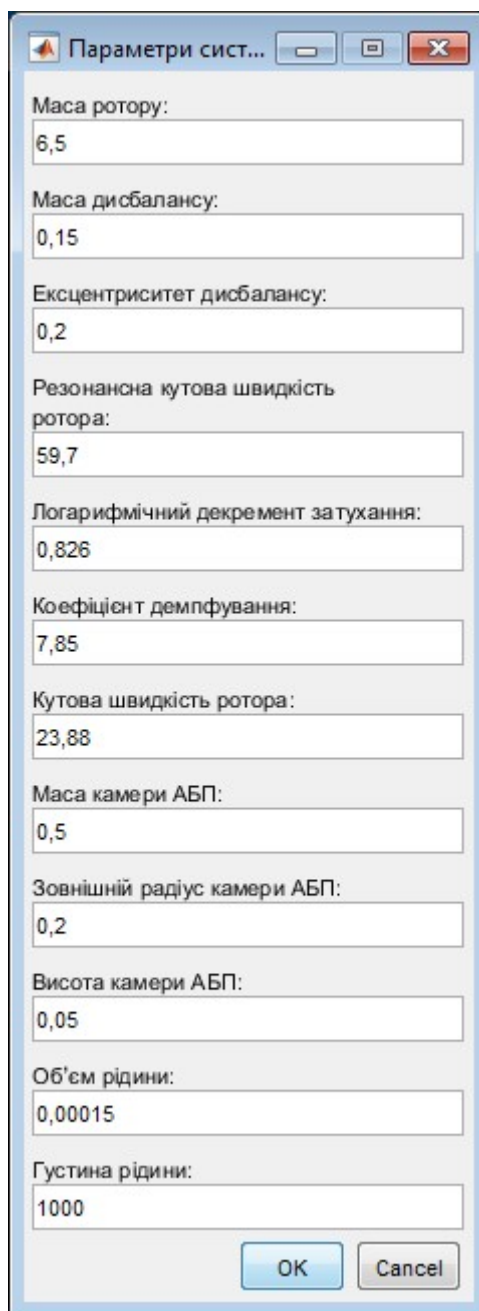
return 0;
}

```

Лістинг програмного коду чисельної реалізації алгоритму визначення
оптимальних параметрів

```
void function getmin{
  input  $\omega$ ,  $\mu[1]$ ,  $\mu[2]$ ,  $\mu[3]$ ;
  i=1;
  j=1;
  while(i<=3){
    min=1;
    m=0;
    while(j<=3)
    {
      a[i][j]=sin(0.5*i*w,  $\mu[j]$ );
      if a[i][j]<min {
        min=a[i][j];
        m= $\mu[j]$ ;
      }
      j=j+1;
    }
    a[i][4]=min;
    wm[i]=m;
    i=i+1;
    j=1;
  }
  while(j<=3){
    min=1;
    m=0;
    while(i<=3)
    {
      if a[i][j]<min {
        min=a[i][j];
        m= $\omega*0.5*i$ ;
      }
      i=i+1;
    }
    a[4][j]=min;
     $\mu[j]$ =m;
    j=j+1;
    i=1;
  }
  for(i=1;i<=3;i++){
    for(j=1;j<=3;j++){
      print a[i][j];
    }
  }
  for(i=1;i<=3;i++){
    print  $\mu[i]$ ;
  }
  for(i=1;i<=3;i++){
    print wm[i];
  }
}
```

Приклади застосування програми



Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
23,88

Маса камери АБП:
0,5

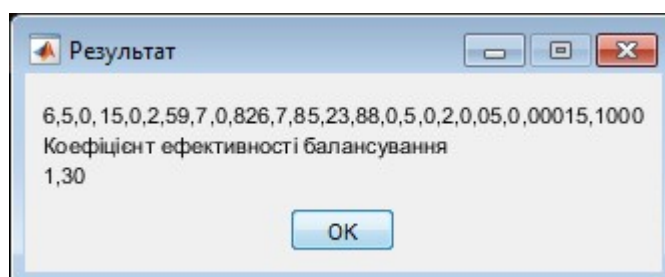
Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel



Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85,23,88,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000

Коефіцієнт ефективності балансування
1,30

OK

Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
35,82

Маса камери АБП:
0,5

Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel

Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85, 35,82,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000
Коефіцієнт ефективності балансування
1,52

OK

Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
47,76

Маса камери АБП:
0,5

Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel

Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85, 47,76,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000
Коефіцієнт ефективності балансування
2,13

OK

Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
59,7

Маса камери АБП:
0,5

Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel

Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85,59,7,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000

Коефіцієнт ефективності балансування
3,13

OK

Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
71,64

Маса камери АБП:
0,5

Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel

Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85, 71,64,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000
Коефіцієнт ефективності балансування
2,27

OK

Параметри сист...

Маса ротору:
6,5

Маса дисбалансу:
0,15

Ексцентриситет дисбалансу:
0,2

Резонансна кутова швидкість ротора:
59,7

Логарифмічний декремент затухання:
0,826

Коефіцієнт демпфування:
7,85

Кутова швидкість ротора:
83,58

Маса камери АБП:
0,5

Зовнішній радіус камери АБП:
0,2

Висота камери АБП:
0,05

Об'єм рідини:
0,00015

Густина рідини:
1000

OK Cancel

Результат

6,5,0,15,0,2,59,7,0,826,7,85, 83,58,0,5,0,2,0,05,0,00015,1000
Коефіцієнт ефективності балансування
1,72

OK

ДОДАТОК В

Акти, протоколи та інші документи про результати впровадження



ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО

«КРАСИЛІВСЬКИЙ АГРЕГАТНИЙ ЗАВОД»

вул. Щаслива, 1, м. Красилів, Хмельницька область,
Україна, 31000; тел./факс: +38 (03855) 4-14-53;
код ЄДРПОУ: 14307831



www.kaz.km.ua



STATE ENTERPRISE

«KRASYLIV AGGREGATE PLANT»

1, Shchastlyva str., Krasyliv, Khmelnytsky reg.,
Ukraine, 31000, Tel./fax: +38 (03855) 4-14-53;
Code: 14307831

Від _____ № _____
На № _____ від _____

АКТ

про впровадження науково-прикладних результатів
досліджень зі зменшення віброактивності вентилятора витяжної системи на
ДП «Красилівський агрегатний завод»

Цим актом підтверджуємо впровадження у виробництво результатів дисертаційної роботи доцента Драч І.В. За результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень встановлено величини максимальних дисбалансів крильчатки типу равлик вентилятора витяжної системи для промислових приміщень, спроектованої фахівцями ДП «КАЗ» і розроблено конструктивні рішення для удосконалення відцентрового радіального вентилятора. На основі математичної моделі, методики та алгоритмів для визначення оптимальних параметрів балансира виконано розрахунки для проектування конструкції двокамерного пасивного автобалансира рідинного типу (заповнення камер 1/4 їх об'єму), який встановлюється на корпус вентилятора без суттєвої зміни його конструкції.

На підставі виконаних досліджень зроблено висновок, що впровадження рідинного автобалансирувального пристрою для зменшення віброактивності вентилятора витяжної системи призведе до очікуваного зниження рівня вібрацій від 1,5 до 3 раз.

Крім того, застосування автоматичного балансувального пристрою дозволить збільшити термін безвідмовної роботи промислового вентилятора і знизити витрати на його обслуговування.

Директор

Головний інженер

Головний технолог



Процюк О.Ф.

Побережний А.В.

Поліщук М.А.

вул. Щаслива, 1, м. Красилів, Хмельницька область, Україна, 31000, тел./факс: +38-03855-4-14-53
E-mail: info@kaz.km.ua



Товариство з додатковою відповідальністю
"Завод АДВІС"

29010, Україна, м. Хмельницький,
вул. Чорновола, 88

Ідент. код 00498431

Тел.: (0382) 64-43-93

Факс: (0382) 64-43-87

E-mail:
apahе@meta.ua

№ _____
на № _____ від _____

Затверджую

Генеральний директор

Дунець І.І.

«__» _____ 2021 р.

АКТ

про впровадження науково-прикладних результатів
досліджень зі зменшення віброактивності роторних машин
на ТДВ «Завод АДВІС»

Цей акт підтверджує те, що доцентом Хмельницького національного університету Драч І.В. в рамках дисертаційного дослідження запропоновані: методика вібродосліджень роторних машин, методи зменшення вібраційних процесів роторних машин балансуванням на діапазоні експлуатаційних частот обертання, рекомендації щодо вдосконалення конструкцій машин для зменшення їх віброактивності.

Проведення вказаних технічних рішень фахівцями ТДВ «Завод АДВІС» для зниження вібрацій промислових пиловентиляторів ВЦП-6-45 і компресорів TREK 22L дозволило:

- знизити віброактивність роторної системи вентилятора у 2,2 рази (зокрема, віброшвидкість на підшипниках знизилась з 55 мм/с до 12 мм/с, напрацювання на відмову збільшилось з 3 до 15 місяців);
- знизити віброактивність роторної системи компресора – у 1,8 рази;
- зменшити шумове забруднення при виробничому процесі.

Заступник генерального директора
ТДВ «Завод АДВІС»



В.Манчевський

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Голова правління ПАТ

Теофіпольський цукровий завод

Кириаченко В.В.



2018 р.

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень із зниження вібрацій центрифуг періодичної дії на ПАТ Теофіпольський цукровий завод

Даним актом підтверджується впровадження у виробництво результатів дисертаційної роботи доцента Драч Ілони Володимирівни. За результатами експериментальних та теоретичних досліджень проведених в період від 01.02.2017 до 31.12.2018 встановлено величини максимальних дисбалансів центрифуг періодичної дії та розроблено конструктивні рішення направленні на їх удосконалення. На основі встановлених величин максимальних дисбалансів, виконано розрахунки та спроектовано конструкцію пасивного автобалансира, який встановлюється на центрифугі без зміни її конструкції та має вигляд двох з'єднаних між собою торових камер частково заповнених рідиною (1/3 об'єму).

Очікуваний ефект від впровадження полягає у зниженні вібрацій від 1,5 до 3,5 разів та підвищенні довговічності роботи вузлів центрифуг періодичної дії.

Головний інженер ПАТ
Теофіпольський цукровий завод

В.А. Мартинюк



Товариство з обмеженою відповідальністю
Науково - виробнича фірма

АДВІСМАШ

29010, Україна, м. Хмельницький,
вул. В. Чорновола, 88.
Код ЄДРПОУ 33087990, р/р 26005052402735
в ХФ «Приватбанк», МФО 315405
Тел.: +38 /0382/ 70-22-42, 70-22-43
Факс: +38 /0382/ 70-22-45
E-mail: advismash@ukr.net
№ __ від 23.11. 2021 року

ЗАТВЕРДЖУЮ

генеральний директор
ТОВ НВФ "АДВІСМАШ"

Жучава Е.В.

« _____ » _____ 2021 р.

МП

АКТ

про впровадження наукових та прикладних результатів
дисертаційного дослідження
Драч Ілони Володимирівни

Цим актом підтверджується, що об'єкти впровадження:

- методика розрахунку оптимальних конструктивних параметрів автобалансувального пристрою рідинного типу;
 - технічні проєктивні рішення для підвищення ефективності балансування: застосування багатокамерного автобалансира; застосування автобалансира з перегородками; збільшення радіуса камери АБП;
 - напрями удосконалення конструкцій роторних машин для зниження їх віброактивності
- прийняті для використання при проєктуванні й удосконаленні роторних систем, що є об'єктами виробничих операцій науково-виробничої фірми АДВІСМАШ (ТОВ НВФ "АДВІСМАШ"). Це дозволить підвищити їх надійність та довговічність, безпеку і екологічність експлуатації.

Технічний директор



ДЕРЖАВНИЙ КОНЦЕРН «УКРОБОРОНПРОМ»
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО «НОВАТОР»



вул. Тернопільська, 17, м. Хмельницький, 29018, Україна, тел. +380 (382) 67-15-74, факс: +380 (382) 78-80-13
E-mail: centre@novator-tm.com, www.novator-tm.com, Код ЄДРПОУ 22987900

23/02/16 №

На №

від 16.02.2021

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПП «Новатор»

Олександр СВИСТУНОВ

«...» 2021 р.

АКТ

впровадження результатів науково-прикладних досліджень

Цим актом підтверджується, що рекомендації зі зменшення віброактивності роторного устаткування, розроблені при виконанні НДР «Розробка методики розрахунку параметрів рідинних автобалансувальних пристроїв» (№ держ. реєстрації 0119U102791) за договором про науково-технічне співробітництво 03-2019 ТС від 01.07.2019 р., впроваджені при проектуванні нових й удосконалені існуючих моделей лічильників, які застосовуються для обліку спожитого газу у промисловій та комунально-побутовій сферах, а також для контролю технологічних процесів, на державному підприємстві «НОВАТОР».

Начальник відділу №2 КЦ

Сергій ГАЙДУК

Головний технолог

Сергій ДАНІЛКОВ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
Хмельницького національного університету

Віктор Лопатовський

2021 р.

М.П.



АКТ

про впровадження науково-прикладних результатів
дисертаційного дослідження
Драч Ілони Володимирівни
у навчальний процес Хмельницького національного університету

Цим актом підтверджується, що результати побудови і аналізу математичних моделей автоматичного балансування роторних систем пристроями рідинного типу використовуються в лекційних курсах навчальних дисциплін: «Математичне моделювання динамічних систем» для студентів 1 магістерського курсу і «Математичне моделювання економічних і природничих процесів» для студентів 4 бакалаврського курсу спеціальності 113 - прикладна математика, що дозволяє оновити та поглибити знання студентів, сприяти формуванню їх нових професійних компетентностей в галузях математичного моделювання складних систем і процесів та сучасних наукових досліджень і розширити тематику курсового і дипломного проектування.

Декан факультету
інформаційних технологій

Олег Савенко

Заступник декана
з навчально-методичної роботи

Наталія Самарук

ЛІЦЕНЗІЙНИЙ ДОГОВІР № 01-2018
про використання права власності на корисну модель

м. Хмельницький

"01" березня "2018 р.

Хмельницький національний університет в особі Першого проректора, проректора з науково-педагогічної та наукової роботи Войнаренка Михайла Петровича, що діє на підставі Статуту (в подальшому Ліцензіар) з однієї сторони, та ФОП Шашан Віктор Володимирович, що діє на підставі Витягки з Єдиного реєстру юридичних осіб (в подальшому Ліцензіат) з другої сторони (далі Сторони), уклали цей Договір про наступне:

1. Предмет договору

- 1.1. Ліцензіар, будучи власником патенту № 124986 (в подальшому патент) передав, а Ліцензіат отримав виключну ліцензію на використання винаходу в межах строку дії договору на території дії даного патенту.
- 1.2. Ліцензіат отримує на умовах цього Договору ліцензію на використання винаходу, на який одержано патент № 124986 з метою здійснення балансування коліс автомобіля в умовах експлуатації для їх динамічного зрівноваження.
- 1.3. Ліцензіар зобов'язується надати Ліцензіату, а Ліцензіат зобов'язується прийняти згідно акту здачі-приймання виконаних робіт технічну документацію та здійснити оплату на умовах даного Договору.

2. Вартість та порядок розрахунків

- 2.1. Факт надання технічної документації відбувається після оплати на розрахунковий рахунок Ліцензіара
- 2.2. Оплата проводиться у національній грошовій одиниці України на розрахунковий рахунок Ліцензіара не пізніше ніж за 15 робочих днів до кінцевого терміну дії Договору.
- 2.3. Загальна сума договору визначається у розмірі 4000 гривень (чотири тисячі грн. 00 коп.).

3. Обов'язки сторін

- 3.1. Ліцензіар зобов'язується надати всю необхідну технічну документацію з використання способу балансування коліс автомобіля на робочій швидкості в умовах експлуатації Ліцензіату після оплати на розрахунковий рахунок Ліцензіара.
- 3.2. Ліцензіат зобов'язується оплатити одним платежем та в повному обсязі вартість технічної документації за умовами даного Договору.

4. Термін дії договору

- 4.1. Цей Договір вважається укладеним і набирає чинності з моменту його підписання Сторонами та його скріплення печатками Сторін.
- 4.2. Даний Договір набуває чинності з моменту його підписання і діє до 31 березня 2019 р.

5. Відповідальність Сторін

- 5.1. У разі надання документації невідповідного змісту Ліцензіар зобов'язується доопрацювати її до усунення недоліків.
- 5.2. Кожна із Сторін може розірвати Договір шляхом направлення письмового повідомлення, якщо інша Сторона не виконає будь-яку істотну умову Договору.
- 5.3. Якщо Ліцензіар не виконує істотні умови Договору, то Ліцензіат має право розірвати з ним цей Договір, наслідком чого є обов'язок Ліцензіара повернути Ліцензіату кошти в повному обсязі впродовж десяти робочих днів з моменту розірвання даного Договору.
- 5.4. У разі розірвання Договору з ініціативи Ліцензіата без порушень істотних умов Договору з боку Ліцензіара, кошти не повертаються.

6. Вирішення спорів

- 6.1. Спори між Сторонами вирішуються шляхом переговорів, а при недосягненні згоди – в судовому порядку згідно чинного законодавства України.
- 6.2. Про дострокове розірвання Договору сторони письмово попереджають одна одну за один місяць.
- 6.3. Усі питання, що не знайшли врегулювання в цьому Договорі, вирішуються на підставі чинного законодавства України.

7. Інші умови

- 7.1. Даний Договір складений в двох ідентичних примірниках, по одному примірнику для кожної із сторін, що мають однакову юридичну силу.
- 7.2. Усі зміни і доповнення до цього Договору повинні бути прийняті лише за згодою сторін у формі додаткових угод, що є невід'ємною частиною цього Договору.

8. Юридичні адреси Сторін та реквізити Сторін

ЛІЦЕНЗІАТ

ЛІЦЕНЗІАР

ФОП Мішан Віктор Володимирович
29016 м. Хмельницький,
вул. Зіричанська 8, кв. 76
т.ч. 2498402791
свідоцтво № 2673 017 0000
0628888888 20.01.1988р



МП

Хмельницький національний університет
29016 м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11
Код 02071234
р/р 31253226112059
ДКСУ у м. Київ
МФО 820172
ПІН 020712322257
Св.платника ПДВ 31833043

Перший проректор,
проректор з НІР та ІР

МП

М.П.Войнаренко

АКТ
здачі - приймання виконаних робіт

м. Хмельницький

Хмельницький національний університет, далі іменований Виконавець, в особі Першого проректора, проректора з науково-педагогічної та наукової роботи Войнаренка Михайла Петровича, який діє на підставі Статуту університету з однієї сторони, та Замовник в особі Мішан Віктор Володимирович що діє на підставі свідоцтва №2673 017 0000 002908 від 20.01.1998р. з другої сторони, склали цей акт про наступне.

Відповідно до ліцензійного договору № 01-2018, укладеного між Замовником і Виконавцем, Виконавець в період з 1 грудня 2018 р. по 31 березня 2019 р. виконав наступну роботу:

– підготував технічну документацію з використання способу балансування коліс автомобіля на робочій швидкості в умовах експлуатації та надав Замовнику відповідні матеріали.

Замовник прийняв виконану роботу, зауважень немає.

Акт складений у двох примірниках, по одному для Замовника і Виконавця.

ЗАМОВНИК

ВИКОНАВЕЦЬ

ФОП Мішан Віктор Володимирович
29015 м. Хмельницький,
вул. Зершанська 8, 1876
і.ч. 2498402791
свідоцтво №2673 017 0000
002908 від 20.01.1998р.

Хмельницький національний університет
29016 м.Хмельницький, вул. Інститутська, 11
Код 02071234
р/р 31253226112059
ДКСУ у м. Київ
МФО 820172
ПІН 020712322257
Св.платника ПДВ 31833043

Перший проректор,
проректор з НІР та НР



М.П. В.В. Мішан М.П. М.П. Войнаренко

ДОДАТОК Г

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ І ДИСИПАТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛИВНИХ ЧАСТИН РОТОРНИХ СИСТЕМ

Вихідними параметрами для розрахунку власних і вимушених коливань системи бак (платформа) – барабан дослідних установок є:

- маса системи бак (платформа) – барабан і розташування її центра інерції;
- величини головних центральних моментів інерції коливної системи;
- розташування головних центральних осей інерції системи;
- жорсткості амортизаторів у напрямку головних осей пружності;
- значення коефіцієнтів в'язкого тертя демпферів у напрямку головних осей сталих в'язкого тертя;
- розташування опор підвіски (схема підвіски).

Важливим є знаходження найточніших значень пружно-інерційних характеристик зведених до математичних моделей (5.7) – (5.12) і (5.16), в яких описуються коливання розглядуваних дослідних установок. Неточні значення цих характеристик (мас і їх розташування, жорсткостей, моментів інерцій, коефіцієнтів демпфування) при підстановці в найточніші і розгалужені математичні моделі можуть спровокувати неточний результат і скомпрометувати ці розрахункові моделі, методи і програми. Тому до їх визначення треба підходити з особливою сумлінністю і за можливості визначати експериментально на натурних об'єктах в експлуатаційних або близьких до них умовах. У складних випадках доцільно застосовувати методи ідентифікації [1], коли за вихідними параметрами (власними частотами, амплітудами та ін.) відновлюються оберненим численням значення шуканих первинних чинників.

Це саме стосується й окремих вузлів роторної системи, до прикладу, демпферів і пружних елементів. У деяких випадках ці данні для типових конструкцій можуть бути взяті з літературних джерел. При проектуванні роторних машин центр інерції та моменти інерції коливної системи визначають розрахунком, при випробуванні дослідних зразків – експериментально.

При проектувальних розрахунках коливну систему і встановлені на ній деталі розбивають на ряд простих фігур, наближено прийнятих однорідними (круговий конус, прямокутний паралелепіпед та ін.), моменти інерції яких легко обчислити, знаючи їх габарити і масу. За цими величинами знаходять розташування центра інерції і величини моментів інерції коливної системи відносно будь-яких осей координат.

Експериментальне знаходження розташування центра інерції коливної системи полягає в тому, що визначають послідовно положення центра інерції в трьох ортогональних площинах, розглядаючи досліджувану систему як балку на двох опорах. Для цього вимірюють статичне навантаження, яке сприймалось кожною боковою опорою системи, і складають відповідні рівняння рівноваги для кожної розглядуваної площини.

При визначенні центра і моментів інерції методами ідентифікації коливна система має бути укомплектованою всіма навісними агрегатами і деталями (у тому числі автобалансиром без рідини), а барабан має містити імітаційний дисбаланс, збільшений на масу рідини.

Для ідентифікації моментів інерції окремих вузлів установки застосовувався метод біфілярного підвісу, при якому вимірювався період малих крутильних коливань тіла, підвішеного на двох тросах (рис. Г.1), і метод маятникових коливань [2].

При ідентифікації моментів інерції з використанням методу біфілярного підвісу тіло підвішують на двох тонких нерозтяжних тросах завдовжки L . Бажано, щоб ця довжина перевищувала у 3...5 разів відстань між нитками $2a$. Зі збільшенням висоти підвісу збільшується період коливань і цим знижується відносна помилка виміру. При цьому потрібно прагнути, щоб центр мас тіла лежав на осі підвісу.

Якщо цієї умови не дотримано, то з'являються додаткові коливання. Ці коливання не впливають на період коливань навколо вертикальної осі, але впливають на точність спостережень, тобто на абсолютну помилку періоду. Потім тіло закручується на кут більше 6° і воно починає коливатися. У цьому випадку шуканий момент інерції розраховується за формулою:

$$I = \frac{mg \cdot a^2 \cdot T^2}{4\pi^2 \cdot l}, \quad (1)$$



а)



б)

Рисунок Г.1 – Визначення моментів інерції:
а) методом біфілярного підвісу; б) методом маятникових коливань

де m – маса підвішеного тіла; $g = 9,81$ м/с² - прискорення вільного падіння; T - період коливань підвішеного тіла; a - половина відстані між тросами; l - відстань по вертикалі від центра інерції тіла до точок кріплення тросів до стелі.

Точність визначення моментів інерції збільшується при зменшенні відстані між тросами і діаметра троса, а також при збільшенні довжини підвісу.

У випадку ідентифікації моменту інерції з використанням метода маятникових коливань [3] момент інерції тіла відносно осі, що проходить через точку підвісу, визначається за формулою:

$$I = \frac{mg \cdot l \cdot T^2}{4\pi^2}, \quad (2)$$

де T – період малих коливань, l - відстань від центра інерції тіла до точки підвісу.

Викладені методи визначення моментів інерції застосовні за умови, що підвішене тіло здійснює малі коливання, оскільки при збільшенні відхилення тіла від середнього положення період коливань збільшується. Практичне використання вказаних методів показало, що при визначенні моментів інерції тіл кут відхилення його від середнього положення не повинен бути більшим за 15° – 20°.

Жорсткість амортизаторів коливної системи визначається при статичних навантаженнях. Для цього амортизатор покрово навантажують в напрямку головних осей пружності та вимірюють відповідні деформації. За одержаними значеннями будують графік навантажень і визначають за ним жорсткість амортизаторів.

Жорсткість всієї підвіски коливної системи визначались за двома методами. За першим – покрово навантажували коливну систему в трьох напрямках таким чином, щоб лінія дії прикладеного навантаження проходила через центр інерції системи. При кожному кроці навантаження вимірювались деформації в перетині на рівні центра ваги системи. За одержаними значеннями обчислювались жорсткості підвіски системи у відповідних напрямках.

У тих випадках, коли з таким навантаженням системи виникають труднощі або взагалі є неможливим (коли центр інерції є деякою уявною точкою простору та не лежить на деякій поверхні системи) визначення жорсткості здійснювали ідентифікацією. У цьому випадку записувались вільні коливання системи у відповідному напрямку, а потім шукана жорсткість визначалась за формулою:

$$c = \omega^2 \cdot m, \quad (3)$$

де ω - колова частота власних коливань системи; m - маса системи.

У цьому випадку вся система є одномасовим тілом на пружному підвісі, що має одну ступінь вільності.

За такого спрощення цей метод дає менш точні результати, ніж перший, однак у деяких практичних випадках буває найзручнішим і ефективним.

Ступінь демпфування коливань системи бак(платформа) – барабан визначається здатністю демпферів підвіски поглинати енергію на незворотні процеси при коливаннях.

Коефіцієнти в'язкого тертя демпферів, що визначають демпфуючу здатність підвіски ідентифікувались за осцилограмами власних коливань всієї системи бак(платформа) – барабан і (або) окремих амортизаторів з демпферами.

За такими осцилограмами визначався логарифмічний декремент затухання коливань:

$$\mathcal{D} = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{A_i}{A_{i+k}}, \quad (4)$$

де A_i та A_{i+k} – амплітуди згасаючих вільних коливань системи, які відстоять одна від одної на один період коливань.

Далі обчислювався коефіцієнт в'язкого тертя в демпфері (системі) за формулою:

$$h = \frac{m \cdot \omega \cdot \mathcal{D}}{\pi}, \quad (5)$$

де m - маса тіла, що коливається; ω - колова частота вільних коливань системи за відсутності згасань.

За знайденим з виразу (5) значенням коефіцієнта в'язкого тертя h всієї системи визначали значення коефіцієнта в'язкого тертя окремого демпфера h_i за формулою:

$$h_i = \frac{h}{n}, \quad (6)$$

де n - кількість демпферів, приєднаних до заданої колійної системи.

Обчислені за залежностями (5) і (6) коефіцієнти в'язкого тертя відображають розсіяння енергії при коливаннях як в самих демпферах, так і в елементах конструкції та в стиках з'єднань.

Література

1 Горошко А. В. Методи оцінювання конструкційної міцності і зниження вібрацій механічних систем на основі обернених задач : дис. ... докт. техн. наук : 05.02.09 / Львівський нац. ун-т. Львівська політехніка. Львів, 2017. 431 с.

2 Зуєв В. О., Кривошапов С. І., Рабінович Е. Х., Буравцев М. Х., і Кашканов В. А. Оцінка запропонованого методу вимірювання моменту інерції частин приводу автомобіля за разгоном та вибігом. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. Т. 12. № 2. С. 54–60.

3 Павловський М.А. Теоретична механіка : підручник. Київ: Техніка, 2002. 512 с.

ДОДАТОК Д

Список публікацій здобувачки за темою дисертації

Монографія:

1 Драч І.В., Ройзман В.П. Автоматичне балансування обертових тіл рідиною: монографія. - Хмельницький: ХНУ, 2018. 189 с.

Розділи монографій, що опубліковані у закордонних виданнях:

2 Drach I., Royzman V., Tkachuk V., Goroshko A. Ensuring the reliability of technical systems: System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies on the Example of Drum Type Washing Machines. *JVE Book Series on Vibroengineering*, Vol. 2, 2018. P. 26 – 60.

3 Drach I., Goroshko A. Design methods for reduction of forced vibrations of horizontal rotary machines. *Actual problems of modern science*. Monograph: edited by Matiukh S., Skyba M., Musial J., Polishchuk O. Bydgoszcz, Poland, 2021. P. 451–461.

Статті у журналах, що входять

до переліку фахових видань України (категорії «Б»):

4 Драч І.В. Рух робочої рідини в полі відцентрових сил і сил ваги. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2008. №5. С. 48 – 51.

5 Драч І.В. Малі рухи рідини в циліндричній камері автобалансуючого пристрою. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2009. №1. С. 133 – 136.

6 Ройзман В.П., Драч І.В. Вплив хвилеутворення на вільній поверхні рідини в камері автобалансуючого пристрою на зрівноваженість ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. №2 (63). С.19 – 23.

7 Ройзман В.П., Драч І.В. Теоретичне дослідження процесу автоматичного балансування роторів з вертикальною віссю обертання рідкими робочими тілами (випадки ідеальної та в'язкої рідин). *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. №3 (79). С. 50 – 58.

8 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Відмінності автоматичного балансування для роторів з горизонтальною і вертикальною осями обертання. // *Зб. наук. праць НАПСУ ім. Б.Хмельницького*, серія: військові та технічні науки. Хмельницький: НАПСУ, 2015. С. 64 – 67.

9 Ройзман В.П., Драч І.В. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою. Суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2017. №4(87). С. 34 – 41.

10 Драч І.В. Дослідження роботи рідинного автобалансира: вплив внутрішнього тертя робочої рідини. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 2. С. 29 – 39.

11 Драч І.В. Динаміка рідинного автобалансира: вплив коріолісових сил. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 3. С. 39 – 49.

12 Драч І.В. Визначення форми вільної поверхні рідини, що обертається у замкнутій циліндричній порожнині камери автобалансуючого пристрою. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №2(89). С. 5 – 15.

13 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №3(90). С. 91 – 99.

14 Драч І.В., Ткачук В.П. Зниження вібрацій центрифуг цукрової промисловості. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2018. № 6. Т.2. С. 27 – 34.

15 Ройзман В.П., Драч І.В. Нечітка продукційна модель оцінки визначального параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. 2019. № 2. С. 10 – 15.

16 Драч І.В. Задачі оптимізації в дослідженні ефективності роботи рідинно-го автобалансувального пристрою. Розрахунок його параметрів. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2020. № 4. Т. 1. С. 119 – 126.

17 Драч І.В., Горошко А.В., Ткачук В.П. Вплив моментної незрівноваженості та положення центру жорсткості на віброактивність горизонтальних барабанних машин. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2021. № 4. Т. 1. С. 89 – 95.

18 Драч І.В. Узагальнена математична модель коливань роторної системи з вертикальною віссю обертання. *Вісник Хмельницького національного університету*. Технічні науки. 2021. № 6. Т. 1. С. 132 – 142.

Патенти на корисну модель:

19 Автобалансуючий пристрій: пат. UA 34242 U Україна ПМК G 01 M 1/36 (2008.01) № u 2007 14634; заявл. 24.12.07, опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

20 Пристрій для автоматичного балансування: пат. UA 55264 U Україна, ПМК (2009) G 01 M 1/00 № u 2010 06498; заявл. 28.05.2010; опубл. 10.12.2010; Бюл. № 23.

21 Пристрій для автоматичного балансування: пат. 128959 (Україна) № u 2018 05452; заявл. 16.05.2018; опубл. 10.10.2018; Бюл. № 9.

22 Спосіб балансування коліс автомобіля на робочій швидкості в умовах експлуатації: пат. 124986 (Україна) № u 2017 11795; заявл. 04.12.2017; опубл. 25.04.2018; Бюл. № 8.

23 Центрифуга з автобалансиром: пат.129591_2 (Україна) № u201802952_2; заявл. 23.03.2018; опубл. 12.11.2018; Бюл. № 21.

**Перелік статей у журналах, що реферуються
науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus:**

24 Royzman V., Bubulis A., Drach I. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. *Solid State Phenomena*. 2009. Vol. 141–149. P. 374-379. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.147-149.374>.

25 Drach I., Bubulis A., Mažeika D., Kandrotaitė Janutienė R., Juodvalkis D. Investigation of Small Motions of Liquid in Cylindrical Chamber of Auto-Balancing Device. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 2. P. 248-253. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.2.20402>.

26 Drach I., Royzman V., Tkachuk V., Pilkauskas K., Cizauskas G., Sulginas A. Operation of Passive Fluid Self-Balancing Device at Resonance Transition Regime. *Mechanika*. 2018. Vol. 24, № 6. P. 805-810. DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.24.6.22469>.

27 Drach I., Royzman V., Bubulis A., Juzėna K. Passive balancing of the rotor with an auto-balancing device with a viscous incompressible liquid. *Mechanika*. 2021. Vol. 27(1). P. 45 – 51. DOI: <https://doi.org/10.5755/j02.mech.23789>.

28 Drach I., Goroshko A., Dwornicka R. Design Principles of Horizontal Drum Machines with Low Vibration. *Advances in Science and Technology Research Journal (ASTRJ)*. 2021. Vol. 15(2). P. 258 – 268. DOI :10.12913/22998624/136441.

**Матеріали доповідей на міжнародних конференціях у виданнях, що
реферуються науково-метричними базами даних Web of Science, Scopus:**

29 Royzman V., Drach I., Bubulis A. Movement of Working Fluid in the Field of Centrifugal Forces and Forces of Weight. *Mechanika 2016*. 21st International Scientific Conference: Proceedings, 2016. P. 222 – 224.

30 Drach I., Goroshko A. Fluid Behavior in an Auto-balancing Unit Without External Damping. Proceedings of 4th International Conference *On Design*,

Simulation, Manufacturing: the Innovation Exchange (DSMIE-2021). June 8–11, 2021, Lviv, Ukraine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. P. 116 – 125.

Праці апробаційного характеру:

31 Royzman V., Drach I. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies. 4th Conference *Mechatronic Systems and Materials* (MSM 2008): proceedings, Bialystok. Poland, July 14–17 2008. P. 88 – 89.

32 Драч І.В., Ройзман В.П., Банах Л.Я., Нікіфоров А.В., Ткачук В.П. Результати дослідження процесу автоматичного балансування (самобалансування) роторів машин рідинними робочими тілами. *Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов*: зб. наук. пр. IX Міжнар. нук.-техн. конф., Шармель Шейх (Єгипет), 12–19 груд. 2010 р. – Хмельницький : ХНУ, 2010. С. 53 – 65.

33 Драч І.В. Самобалансування й автоматичне балансування валів, що обертаються. *Наука и образование*: сб. тр. IX Междунар. науч. конф., Хайдусобосло (Венгрия), 3-10 января 2016 г. – Хмельницький: ХНУ, 2016. С. 10 –14.

34 Драч І.В. Про автоматичне балансування роторів машин: сучасний стан і проблеми. *Современные достижения в науке и образовании*: сб.тр. XI Междунар. науч. конф., Иерусалим (Израиль), 28 сент. - 5 окт. 2016 г. – Хмельницький: ХНУ, 2016. С. 107 – 112.

35 Драч І.В., Ромащенко І.В. Результати аналізу сучасного розвитку досліджень рідинного автоматичного балансування роторних систем. *Наука и образование*: сб. тр. X Междунар. науч. конф., Рим (Италия), 27 апреля - 4 мая 2017 г. – Хмельницький: ХНУ, 2017. С. 12 – 18.

36 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Вплив кута нахилу осі обертання ротора на ефективність автобалансуючих пристроїв з рідиною. *Сучасні*

досягнення в науці і освіті: зб. пр. X Міжнар. наук. конф., Нетанія (Ізраїль), 17 - 24 вересня 2017 р. – Хмельницький: ХНУ, 2017. С. 83 – 86.

37 Драч І.В., Ройзман В.П. Моделювання роботи рідинного автобалансуючого пристрою: суть явища пасивного автобалансування ротора. *Вібрації в техніці та технологіях*: збірник тез доповідей XVI Міжнар. наук.-техн. конф., м. Вінниця, 26-27 жовтня 2017. – Вінниця: ВНТУ, 2017. С. 154 – 155.

38 Драч І.В., Ройзман В.П. Пасивне балансування ротора автобалансуючим пристроєм з в'язкою нестисливою рідиною. *Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України*: збірник тез доповідей X Всеукр. наук.-практ. конф., м.Хмельницький, 2 листопада 2017. – Хмельницький: НАДПСУ, 2017. С. 612.

39 Драч І.В. Експериментальне дослідження ефективності автобалансування ротора АБП із сипкими робочими тілами. *Наука и образование*: сб. тр. IX Междунар. науч. конф., Хайдусобосло (Венгрия) 4-13 января 2018 г. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 12 – 15.

40 Лазебник О.А., Драч І.В. Рідинне пасивне автобалансування для пральних машин барабанного типу. *Наука и образование*: сб. тр. XII Междунар. науч. конф., Осло (Норвегия), 1-9 июля 2018 г. – Хмельницький: ХНУ, 2018. 30 – 35.

41 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical and experimental research of automatic balancing device. *Agricultural machinery*: VI International scientific congress: proceedings, Burgas, Bulgaria, 25.06 - 28.06.2018. – Burgas: The Federation of the Scientific Engineering Unions, 2018. Vol. 1. P. 29-32. DOI: <https://hdl.handle.net/20.500.12259/91952>

42 Сапужак О.М., Драч І.В. Особливості перехідних процесів у рідинному автобалансуючому пристрої. *Наука и образование*: сб. тр. XII Междунар. науч. конф., Осло (Норвегия), 1-9 июля 2018 г. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 26 – 30.

43 Кручинін І.М., Драч І.В. Оцінка потреб у дослідженнях роботи автобалансуючих пристроїв з рідинними робочими тілами. *Современные достижения в науке и образовании: сб.тр. XI Междунар. науч. конф., Нетания (Израиль), 3- 9 сентября 2018 г. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 131 – 137.*

44 Ройзман В.П., Драч І.В., Ткачук В.П. Метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора зі змінним дисбалансом. *Вібрації в техніці та технологіях: збірник тез доповідей XVI Міжнар. наук.-техн. конф., м. Львів, 11-12 жовтня 2018. – Львів: ЛНУ «Львівська політехніка», 2018. С. 51 – 53.*

45 Драч І.В., Ткачук В.П. Пакліна Ю.С. Нечітка продукційна модель оцінки параметра методу випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. *Наука и образование: сб. тр. XII Междунар. науч. конф., Хайдусобосло (Венгрия), 4-13 января 2019 г. – Хмельницький: ХНУ, 2019. С. 83 – 88.*

46 Драч І.В. Парето оптимізація в задачі проектування пральних машин. *Сучасні досягнення у науці та освіті: зб. пр. XIV Міжнар. наук. конф., Нетанія (Израиль), 26 вересня - 3 жовтня 2019 р. - Хмельницький: ХНУ, 2019. С. 175 – 178.*

47 Хомяк Б.В., Драч І.В. Розрахунок параметрів рідинних автобалансувальних пристроїв. *Актуальні проблеми комп'ютерних наук: зб. пр. XII Всеукр. наук.-практ. конф. АПКН-2020 – Хмельницький: ХНУ, 2020. Т.1. С. 328 – 332.*

48 Драч І.В. Класичний підхід до обґрунтування самоцентрування системи «вал–рідинний АБП». *Наука и образование: сб. тр. XII Междунар. науч. конф., Хайдусобосло (Венгрия), 4-11 января 2021 г. – Хмельницький: ХНУ, 2021. С. 30 – 35.*

49 Горошко А.В., Драч І.В., Ковтун І.І., Петрашук С.А. Вплив конструктивних параметрів пружно-в'язких елементів машин барабанного типу з горизонт-тальною віссю обертання на їх віброактивність. *Modern Achievements of Science and Education: XVI International Conference. Netanya, Israel, November 01–08, 2021 – Хмельницький: ХНУ, 2021. С. 103 – 108.*

50 Драч І.В., Горошко А.В. Моделювання віброактивності машини барабанного типу з вертикальною віссю обертання. *Наука і освіта*: зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., Хайдусобосло (Угорщина), 4 - 11 січня 2022, – Хмельницький: ХНУ, 2022. С. 157 – 161.

51 Драч І.В. Оцінка швидкості залучення в процес обертання робочої рідини у камері автобалансира для вертикальної роторної системи. *Наука і освіта*: зб. праць XVI Міжнар. наук. конф. 4 - 11 січня 2022, Хайдусобосло (Угорщина) – Хмельницький: ХНУ, 2022. С. 131 – 136.

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати докторської дисертації:

52 Ройзман В.П., Драч І.В. Исследования процесса жидкостной автобалансировки роторов с изменяющимся дисбалансом. *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2010. № 4. С. 79 – 4.

53 Drach I., Bubulis A., Pauliukas A. Theoretical And Experimental Research Of Automatic Balancing Device. *Machines. Technologies. Materials*. 2018. Vol. 12. Issue 5. P. 200 – 203. DOI: <https://stumejournals.com/journals/mtm/2018/5/200>.