

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСКА ПОЛІТЕХНІКА»

ДРАЧ Ілона Володимирівна

УДК 62-752+62-755

**НАУКОВІ ОСНОВИ АВТОМАТИЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ
РОТОРІВ РІДИННИМ БАЛАНСИРОМ**

спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

РЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

ЛЬВІВ – 2023

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Хмельницькому національному університеті

Науковий консультант

заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор

РОЙЗМАН Вілен Петрович,

Хмельницький національний університет,
завідувач кафедри радіотехніки та зв'язку.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
ПОЛІЩУК Леонід Клавдійович,
Вінницький національний
технічний університет,
завідувач кафедри
галузевого машинобудування;

доктор технічних наук, професор
ПУКАЧ Петро Ярославович,
Національний університет
«Львівська політехніка»,
директор Інституту прикладної математики
та фундаментальних наук;

доктор технічних наук, професор
ФІЛІМОНІХІН Геннадій Борисович,
Центральноукраїнський національний
технічний університет,
завідувач кафедри деталей машин
та прикладної механіки.

Захист відбудеться 22 березня 2023 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, аудиторія 226.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Реферат розісланий 15 лютого 2023 р.

*Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
Д 35.052.06*

Ю. П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Будь-яке обертове тіло, зокрема, і ротор не породжує обумовлене рухом (динамічне) навантаження опор, тобто не надає жодної змінної збурювальної дії на опори, якщо вісь обертання збігається з однією з головних його осей інерції. Однак, через неточність обробки і 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. Для методів й засобів балансування швидкохідних роторів на ходу (без зупинки машини) є неважливим походження дисбалансу й зміна його величини в часі та в просторі, оскільки він компенсується автоматично. 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. В активному автобалансувальному пристрої (АБП) коригувальні маси переміщуються примусово, у пасивному – вільно під дією внутрішніх сил, їх робота здійснюється за рахунок енергії самого ротора.

Пасивні пристрої автоматичного зрівноважування рідинного типу, виконані на основі порожнин, частково заповнених рідиною, мають низку переваг: є регуляторами прямої дії й не вимагають підведення енергії й створення систем керування для переміщення рідких коригувальних мас, не викликають зношування робочих поверхонь, надійні та безшумні в роботі, прості та дешеві у виготовленні. Однак, вони вивчені меншою мірою й, зокрема, через це застосовувані рідше.

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 кінетостатики. 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 є складовою частиною проектів, які виконувались в межах держбюджетних 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 «Теофіпольський 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 автобалансувальних 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 баланси́р та визначення оптимальних параметрів автобалансувальних пристроїв.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких *завдань*:

- провести теоретичне дослідження динаміки роторної системи з автобаланси́ром 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 автобалансування; запропоновані рішення щодо покращення вібростійкості роторних систем з автобалансиром 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 балансиром 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, багатоканальний, 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 компонування 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 ТРЕК 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.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету й основні завдання, методи їх досягнення, визначено наукову новизну та практичну цінність отриманих результатів досліджень, а також основні положення, які виносяться на захист. Наведено відомості щодо структури та обсягу роботи.

У **першому розділі** – «Сучасний стан проблеми автоматичного балансування: основні тенденції та перспективи розвитку» – окреслено основні етапи наукової думки в межах проблеми зрівноваження роторів пасивним АБП і результати досліджень у сучасних напрямках розвитку рідинного автобалансування. Так, дослідженнями автоматичного балансування роторів машин пасивними АБП у різний час займались Леблан Мауріс (1916), Сірл Ернест Л. (1932), Даєр Джон (1945), Ларрі Дж. (1955), Ден-Гартог Дж. П. (1960). Відомими у галузі автобалансування і віброзахисту роторів є наукові школи Гусарова А.О. (Диментберг 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.), Урбіюли-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) проаналізував АБП з декількома камерами у вигляді послідовних концентричних кільцевих порожнин, що мало забезпечити збільшення балансувальних властивостей рідини; Сузукі (2001) розробив чисельну модель

розподілу мас у пральній машині із рідинним балансиrom; Моріо й Ютака (2002) дали оцінку силі, створюваній рідинним балансиrom за спостережуваними значеннями навантаження для всієї конструкції, що обертається; Бає (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 (2008) запропонував рідинний АБП з перегородками, для перевірки ефективності було застосовано метод розрахунку динаміки руху рідини; Урбіолою (2011) вперше показані експериментальні та аналітичні дані для розуміння потоку рідини всередині балансувальної кільцевої камери та взаємодії його з перегородками; Ленгтьєм (2013) зазначив демпфувальний ефект робочої рідини в камері АБП, який продукується зворотною хвилею; у статті Бобо Лі та ін. (2018) розглянуто динамічну стійкість жорсткого ротора з рідинним АБП.

На основі огляду літературних джерел 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.

Визначено, що розвиток наукових основ методу пасивного балансування рідинного типу з оптимальними параметрами конструкції АБП для зрівноваження та забезпечення вібростійкості роторів машин із змінним дисбалансом шляхом комплексного дослідження динаміки системи ротор–балансиr–рідина й оцінки впливу конструкторських параметрів АБП, характеристик ротора, динамічних процесів у потоці коригувальної рідини на наявність і ефективність автобалансування є актуальною науково-прикладною проблемою в галузі динаміки машин.

У **другому розділі** – «Теоретичні дослідження руху балансувальної рідини в камері АБП» – викладено загальну методику проведення дисертаційного дослідження; розкрито методи моделювання, розрахунків, гіпотези.

На основі аналізу розв'язків задачі про форму вільної поверхні рідини і задачі про розподіл швидкостей шарів рідини в об'ємі робочої рідини, що обертається в циліндричній камері радіуса R і висоти h , теоретично обґрунтовано режими (якісні стани) руху робочої рідини в камері АБП (режим повного пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету сил гравітації; режим часткового пріоритету відцентрових сил; режим повного пріоритету відцентрових сил) і одержано аналітичні оцінки:

– для кутової швидкості обертання ротора, за якої досягається режим повного пріоритету відцентрових сил (або відбувається включення рідини в обертаний рух), для роторної системи з віссю, нахиленою під кутом A до лінії горизонту:

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

де V – об'єм робочої рідини в камері АБП;
або з врахуванням одночасної дії відцентрових сил, сил гравітації й тертя:

$$\hat{\omega}_o = \max \left(\omega_{o1} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R \cdot \chi}}, \omega_{o2} \geq \sqrt{\frac{g \cdot \cos A}{R}} \right), \quad (2)$$

де χ – коефіцієнт тертя (безрозмірне прискорення).

У випадку вертикального ротора (при $A = 90^\circ$) формула (1) набуває вигляду:

$$\omega_o^{VR} = \sqrt{\frac{\pi \cdot g \cdot h^2}{V}}. \quad (3)$$

У випадку горизонтального ротора (при $A = 0^\circ$) маємо умову (4):

$$\omega_o^{HR} = \sqrt{\frac{\pi g h \cdot (R - h)}{V}}; \quad (4)$$

– для часових умов (5) і кутової швидкості обертання ротора (6), за якої відбувається включення в'язкої робочої рідини в обертовий рух для вертикальної роторної системи:

$$\tau_{\max} = \frac{(R - R_0)^2}{3,9^2 \cdot \nu}; \quad (5)$$

$$\omega_{o1}^{VR} = \frac{M_F}{4\pi \cdot h \cdot \mu} \cdot \left(\frac{1}{R_0^2} - \frac{1}{R^2} \right), \quad (6)$$

де M_F – обертовий момент, обумовлений в'язким опором рідини; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини.

На основі аналізу (2), (5) і (6) висунуто гіпотезу про суттєвий вплив внутрішнього тертя робочої рідини на процеси відгуку на зміну швидкості обертання роторної системи, включення її в обертовий рух та в автоматичне балансування: більш в'язка рідина є менш ефективною в якості корегувальної маси.

Лише по досягненні четвертого режиму руху рідина може працювати як робоча рідина процесу автобалансування. Наступні етапи моделювання проведені для діапазону кутових швидкостей $\omega > \omega_o$.

Розроблено динамічну модель руху закритої циліндричної камери радіуса R і висотою h , що містить рідину заданого об'єму і густини ρ ($\rho = \text{const}$), яка є основою системного моделювання роботи рідинного автобалансира. Задача полягає у вивченні стаціонарних збурень відносного руху ідеальної нестисливої рідини, обумовлених об'ємними переносною та коріолісовою силами інерції, за

умов: при відсутності об'ємних сил рідина здійснює усталений круговий рух і розташовується в камері у вигляді кільцевого шару, що має товщину $R - R_0$; камера здійснює обертання зі сталою кутовою швидкістю $\bar{\Omega} = -i\Omega$ навколо деякої осі z' , що лежить з віссю камери z в одній площині та складає з нею кут β (рис. 1).

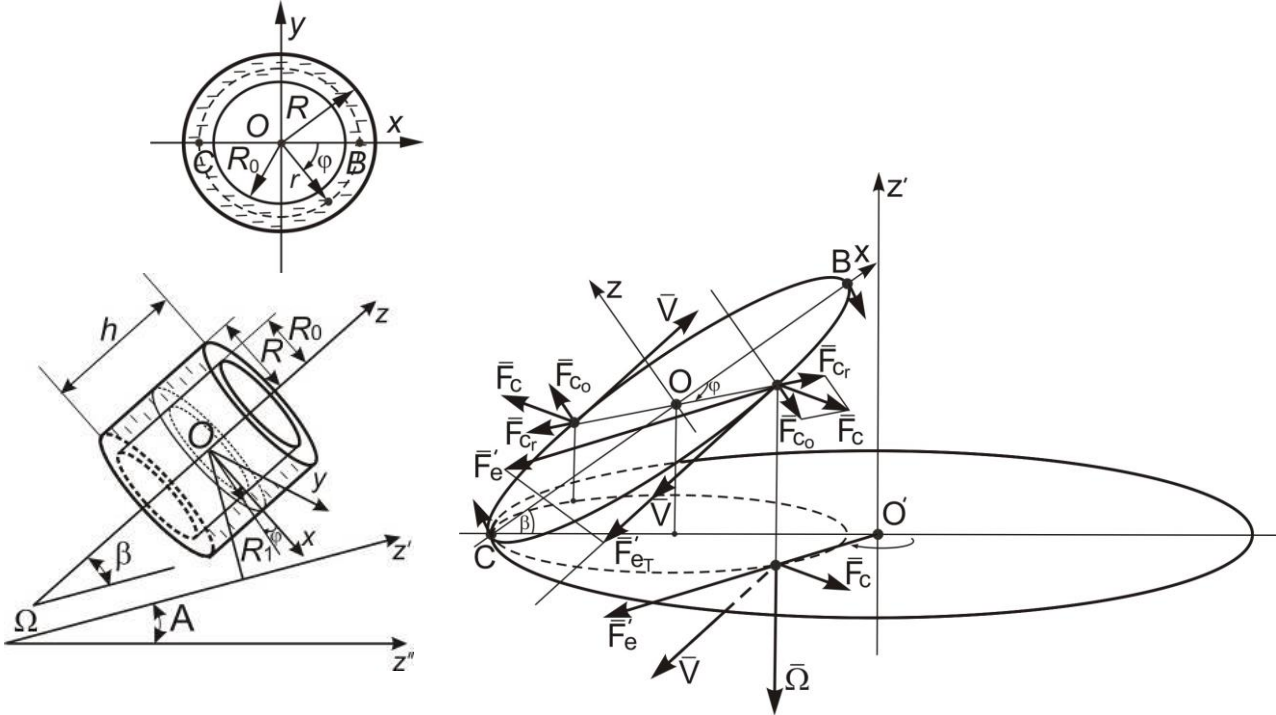


Рисунок 1 – Графічне пояснення до розташування сил в задачі динаміки рідини, що обертається в камері автобалансира:

- 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

У безрозмірних циліндричних координатах $\eta = r/R$, φ , $\zeta = z/R$ рівності:

$$\bar{V}_0 = (0, v_0(\eta), 0), \quad p_0 = p_0^0 + \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{v_0^2(x)}{x} dx, \quad \eta = \eta_0 \quad (\eta_0 = R_0/R), \quad (7)$$

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

Рівняння Ейлера і нестисливості мають форму:

$$\text{grad} \left(p + \frac{V^2}{2} \right) + \text{rot} \bar{V} \times \bar{V} = -\varepsilon \bar{W}_e - \varepsilon c \bar{W}_c, \quad \text{div} \bar{V} = 0, \quad (8)$$

$$\bar{W}_e = \frac{1}{\Omega^2 R_1} \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \bar{R}_1) = -\frac{\bar{R}_1}{R_1} = (\cos \beta \cos \varphi, -\cos \beta \sin \varphi, -\sin \beta), \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \bar{W}_c &= \frac{1}{2\Omega V_*} 2\bar{\Omega} \times (V_* \bar{V}) = -\bar{i} \times \bar{V} = \\ &= (w \sin \beta \sin \varphi + v \cos \beta, w \sin \beta \cos \varphi - u \cos \beta, -\sin \beta (v \cos \varphi + u \sin \varphi)), \end{aligned} \quad (10)$$

де $\varepsilon = \Omega^2 R_1 R / V_*^2$, $\varepsilon_c = 2\Omega V_* R / V_*^2$. 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 є малим, що відповідає співвідношенням, які є характерними для пристроїв, що вивчаються. Рівняння вільної поверхні має вигляд $F(\eta, \varphi, \zeta) = \eta - \psi(\varphi, \zeta) = 0$; граничні умови задачі, а також умови періодичності шуканих величин за кутовою координатою φ і умови незмінності об'єму, що займає рідина, є:

$$u \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad (\bar{V} \text{grad} F)_{F=0} = 0, \quad p \Big|_{F=0} = p_0^0, \quad (11)$$

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

Шуканий розв'язок задачі (8) – (11), що належить до класу обернених крайових задач, має вигляд рядів за степенями малого параметра ε . Математичними перетвореннями одержали співвідношення для послідовного знаходження початкового і першого наближень розв'язку задачі у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{v_0(\eta)}{\eta} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 \right) + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= -\cos \beta \cos \varphi + 0 & -\frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \cos \beta &+ 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{[\eta v_0(\eta)]}{\eta} u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= \cos \beta \sin \varphi + 0 & + 0 &+ 0 \\ \frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= 0 & + \sin \beta &+ 0 & + \frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \sin \beta \cos \varphi. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\eta u_1)}{\partial \eta} + \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \eta \frac{\partial w_1}{\partial \zeta} = 0. \quad (13)$$

$$\begin{aligned} u_1 \Big|_{\eta=1} = 0, \quad w_1 \Big|_{\zeta = \pm \frac{h}{2R}} = 0, \quad u_1 \Big|_{\eta=\eta_0} = \frac{v_0(\eta_0)}{\eta_0} \frac{\partial \psi_1}{\partial \varphi}, \quad p_1 \Big|_{\eta=\eta_0} = -\frac{v_0^2(\eta_0)}{\eta_0} \psi_1, \\ [\bar{V}_1, p_1, \psi_1] \Big|_{\varphi+2\pi} - [\bar{V}_1, p_1, \psi_1] \Big|_{\varphi} = 0, \quad \int_{-\frac{h}{2R}}^{\frac{h}{2R}} \int_0^{2\pi} \psi_1 d\varphi d\zeta = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Лінійність задачі (12) – (14) дозволяє розбити її на чотири незалежні задачі, які відповідають збуренням потоку різними складовими сил інерції у відносному русі.

У рамках цієї моделі вивчено стаціонарні збурення відносного руху рідини, обумовлені переносною і коріолісовою силами інерції.

Ця задача полягає в розв'язанні за умов (14) рівняння (13) і рівнянь (15):

$$\begin{aligned}
\frac{v_0(\eta)}{\eta} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \varphi} - 2v_1 \right) + \frac{\partial p_1}{\partial \eta} &= 0 \\
\frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial v_1}{\partial \varphi} + \frac{[\eta v_0(\eta)]'}{\eta} u_1 + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \varphi} &= 0 \\
\frac{v_0(\eta)}{\eta} \frac{\partial w_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_1}{\partial \zeta} &= \frac{2V_*}{\Omega R_1} v_0(\eta) \sin \beta \cos \varphi.
\end{aligned} \tag{15}$$

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. Радіальна складова сили інерції Коріоліса не призводить до змін в розташуванні та формі вільної поверхні рідини, а також до збурення поля швидкостей, викликаючи лише збурення поля тисків, що не залежить від координат вільної поверхні.

Рисунок 2 ілюструє характер розглядуваного збурюваного впливу, який намагається «розгойдати» рідину, що обертається.

Вплив хвилеутворення на поверхні рідини в камері рідинного автобалансувального пристрою теоретично досліджено на основі аналізу вільних коливань системи ротор–рідина. За рухоми систему координат, зв'язану з циліндричною камерою, що обертається, прийнято полярну систему координат з полярною віссю n ; r, θ – координати точки в цій системі (рис. 3). За введеними позначеннями: $u = u(r, \theta, t)$; $v = v(r, \theta, t)$ – для відповідно радіальної та тангенціальної складових відносно швидкості рідини в точці (r, θ) ; M – маси ротора з автобалансиром; вільні коливання системи ротор–рідина описуються лінеаризованими (через малість розглядуваних рухів системи) диференціальними рівняннями в обраній полярній системі координат:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u}{\partial t} - 2\omega \cdot v &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} - \ddot{y} \cdot \cos(\omega t + \theta) - \ddot{z} \cdot \sin(\omega t + \theta) + r\omega^2; \\
\frac{\partial v}{\partial t} + 2\omega \cdot u &= -\frac{1}{\rho \cdot r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \ddot{y} \cdot \sin(\omega t + \theta) - \ddot{z} \cdot \cos(\omega t + \theta),
\end{aligned} \tag{16}$$

рівнянням нерозривності та виразами для сил, що діють на систему:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial r}(ur) + \frac{\partial v}{\partial \theta} &= 0, \\
M \ddot{z} + c_z z &= Rh \int_0^{2\pi} p|_{r=R} \sin(\omega t + \theta) d\theta; \quad M \ddot{y} + c_y y = Rh \int_0^{2\pi} p|_{r=R} \cos(\omega t + \theta) d\theta,
\end{aligned} \tag{17}$$

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

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.

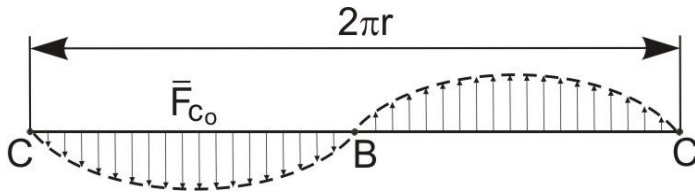


Рисунок 2 – Характер збурювального впливу осевих складових об'ємних сил інерції Коріоліса

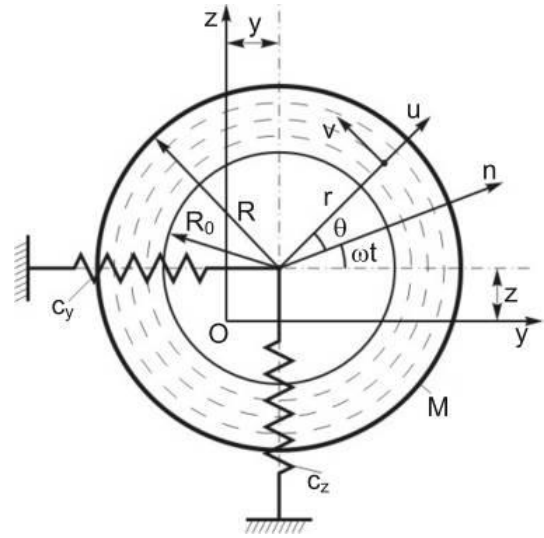


Рисунок 3 – Розрахункова схема роторної системи з рідинним АБП з визначенням узагальненої системи координат (YZ) , зв'язаної з віссю ротора, обертової системи координат $(nr\theta)$, зв'язаної з циліндричною камерою, та деяких основних позначень

На основі аналізу частотного рівняння системи диференціальних рівнянь (16) – (17), які описують рух ротора встановленого на пружних опорах, що обертається з рідинним автобалансиром, частково заповненим рідиною, доведено існування зони нестійкості в околі критичної швидкості обертання ротора, при якій відбувається збіг парціальної частоти ротора з парціальною швидкістю поширення зворотної хвилі в рідині. Вираз (18) визначає центральну точку нестійкої зони при $c_z=c_y=c$:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{M+m}} \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{R^2 - R_0^2}{2R^2}} \right] \quad (18)$$

де m – маса рідини в камері.

Показано, що ширина зони нестійкості (α_k) залежить від ступеня заповнення камери АБП рідиною:

$$\alpha_k = \frac{2m}{M+m} \cdot \frac{R_0^2}{R_0^2 + R^2} \quad (19)$$

Чисельно перевірено, що збільшення маси рідини приводить до розширення зони нестійкості. Таким чином, висунуто гіпотезу про існування достатнього об'єму робочої рідини для зрівноваження системи.

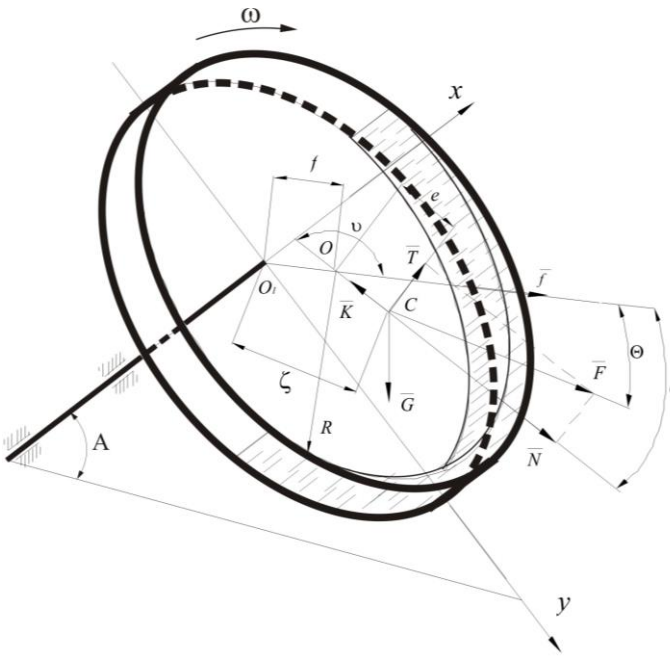


Рисунок 4 – Схема руху рідини в полі відцентрових сил і гравітації під кутом до горизонту: центр мас рідини C , нормальна складова сили інерції \bar{N} , коріолісова сила інерції \bar{K} , тангенціальна складова сили інерції \bar{T} , відцентрова сила інерції відносного руху \bar{F}

Грунтуючись 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 швидкостей обертання. Показано, що хвильовий процес на поверхні рідини провокує виникнення тангенціальної складової \bar{T} рівнодійної масових сил системи \bar{F} , яка виштовхує рідину у напрямку протилежному до напрямку дисбалансу системи в докритичному діапазоні кутових швидкостей обертання роторної системи (рис. 4).

Одержано аналітичну оцінку для нижньої межі кутової швидкості обертання роторної системи, за якої відбувається балансування рідиною:

$$\omega^* \geq \frac{-n + \sqrt{n^2 + k^2 \omega_{кр}^2}}{k}, \quad (20)$$

де k – відношення дисбалансів ротора та рідини, n – коефіцієнт демпфування роторної системи;
або при оптимальному заповненні камери:

$$\frac{\omega^*}{\omega_{кр}} = \frac{-\mathcal{G} + \sqrt{\mathcal{G}^2 + 4}}{2} \quad (21)$$

де \mathcal{G} – логарифмічний декремент затухання коливань роторної системи. Аналіз геометричних моделей поведінки рідини в камері АБП дозволяє встановити, що:

– автобалансування рідиною ротора, розташованого під кутом до горизонту, і, зокрема, горизонтального ротора, на відміну від вертикального, є можливим лише після досягнення значно більшого значення кутової швидкості, за якої відбувається включення рідини в обертовий рух роторної системи;

– за якісного стану руху рідини в камері АБП – повного пріоритету відцентрових сил – результати теоретичних досліджень не залежать від просторової орієнтації осі роторної системи;

– теоретична оцінка ефективності рідинного автобалансування визначається функцією $\lambda^*(k, \delta)$ з параметром δ :

$$\lambda^*(k, \delta) = \frac{k}{\sqrt{k^2 + \cos 2\delta + 2 \cos \delta \cdot \sqrt{k^2 - \sin^2 \delta}}}, \quad (22)$$

де δ кут відставання напрямку прогину ротора від напрямку сумарного дисбалансу системи ротор–рідинний АБП–рідина;

– на основі теорії екстремальних задач з параметром доведено, що максимальна ефективність балансування досягається, коли величини дисбалансів коригувальної рідини та ротора еквівалентні ($k \approx 1$).

Висунуто гіпотезу про існування достатнього об'єму робочої рідини для зрівноваження роторної системи.

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 (А) (рис. 4):

$$m \cdot e^2 \cdot \ddot{\alpha} + m \cdot e \cdot (r\omega^2 - g \cdot \cos A \cdot \cos \omega t) \cdot \alpha = 0, \quad (23)$$

де e – ексцентриситет рідини; α – кут відхилення рідини від положення рівноваги (пряма O_1O на рис. 4); r – миттєвий радіус.

Доведено, що зі збільшенням кута нахилу ротора відносно лінії горизонту, залишкові прогини (24) зменшуються за абсолютною величиною:

$$\begin{cases} |f_{зал}| > \frac{g^2 \cos^2 A}{12e\omega^4}; \\ f_{зал} > \frac{5g^2 \cos^2 A}{12e\omega^4}. \end{cases} \quad (24)$$

Таким чином, встановлено, що за однакових інших умов руху системи зменшення кута нахилу системи до горизонту знижує якість балансування.

У **третьому розділі** – «Експериментальні дослідження балансування ротора рідинним АБП» – 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, та результати експериментальних досліджень, які здійснені з метою перевірки адекватності:

– 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 з вимірюванням амплітуд коливань роторів дослідних установок і з безпосереднім візуальним спостереженням за положенням робочої рідини в камері АБП відносно дисбалансу при обертанні системи.

Обладнання для експериментальних досліджень у випадку руху роторної системи з вертикальною віссю обертання має такі характеристики:

1) експериментальний зразок автобалансувального пристрою І (кільце висотою 50 мм 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 (робочої) рідини);

2) робоча рідина – прісна вода (густина 1000 кг/м^3 , кінематична в'язкість $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі $20 \text{ }^\circ\text{C}$);

3) дослідна установка розроблена на базі прально-віджимної машини барабанного типу. Ротором є барабан, який жорстко закріплений на осі обертання. На верхньому краю барабана за допомогою фіксаторів жорстко закріплений зразок автобалансира І, 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. Для дослідної установки: емпіричний логарифмічний декремент затухання $\mathcal{S} = 0,854$, коефіцієнт демпфування $n = 7,06$.

Дослідження здійснювались:

– з покроковим збільшенням маси імітаційного дисбалансу (від 50 г до 250 г), який розміщували на внутрішній стінці барабана біля вільного краю (дисбаланс ротора D складав від $1000 \text{ г}\cdot\text{см}$ до $5000 \text{ г}\cdot\text{см}$.);

– з покроковим збільшенням об'єму рідини (від 50 мл до 450мл) в камерах різного радіуса.

На осцилографічну стрічку й у табличний файл на ПК записувались дані вібропереміщень бака при обертанні ротора зі сталими швидкостями: від $\omega = 150$ об/хв. до 400 об/хв. – дорезонансна зона, від 490 до 570 об/хв. – резонансна зона, понад 800 об/хв. – зарезонансна зона; будувались амплітудно-частотні характеристики та здійснювалась відеофіксація на кожній із зазначених швидкостей обертання, яка тривала 20–30 с. Шляхом зіставлення відеозаписів із записами осцилографа визначали відповідність відеоматеріалу певним діапазнам швидкостей обертання роторної системи і значення швидкості обертання ротора для певних оброблюваних відеокадрів. Результати відеофіксації записувались на ПК.

Для параметрів дослідного зразка автобалансира І для вертикальної роторної системи розрахункові значення оцінок швидкості досягнення четвертого режиму (якісного стану) руху рідини в камері (тобто оцінки кутової швидкості включення робочої рідини в рух роторної системи) за (3) складають:

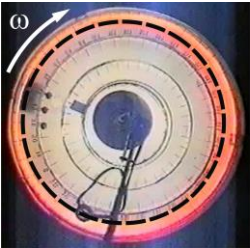
для об'єму робочої рідини $V = 100 \text{ мл}$ – $\omega_o^{VR} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 10 \cdot (0,05)^2}{0,0001}} = 28 \text{ с}^{-1} \approx$
 $\approx 280 \text{ об/хв.}$; для $V = 200 \text{ мл}$ – $\omega_o^{VR} = 19,8 \text{ с}^{-1} \approx 198 \text{ об/хв.}$; для $V = 300 \text{ мл}$ –
 $\omega_o^{VR} = 16,2 \text{ с}^{-1} \approx 162 \text{ об/хв.}$

Таким чином, кутова швидкість включення рідини в обертовий рух в експериментальному зразку АБП для дослідної установки, яка моделює

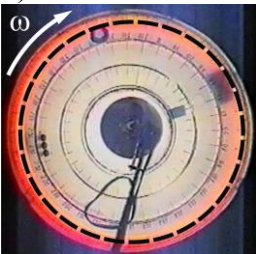
вертикальну роторну систему, складає наближено 1/3 від резонансної швидкості.



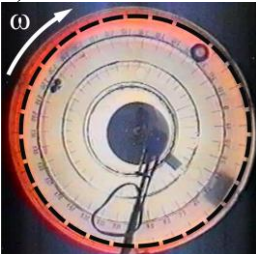
а) $\omega = 180$ об/хв.



б) $\omega = 400$ об/хв.



в) $\omega = 540$ об/хв.



г) $\omega = 800$ об/хв.

Рисунок 5 – Фотоілюстрація розташування робочої рідини в камері автобалансувального пристрою для вертикального ротора при сталій кутовій швидкості обертання ротора

Рис. 5 містить ряд відеокадрів для різних значень кутової швидкості обертання ротора, 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, висота камери $h = 0,05$ м, об'єм коригувальної рідини становить 300 мл, резонансна швидкість обертання вертикальної роторної системи з АБП ω_p складає 540 об/хв.

Рисунок 5 а), який відповідає $\omega = 180$ об/хв., ілюструє включення коригувальної рідини в обертовий рух роторної системи. Теоретичне значення оцінки кутової швидкості обертання ротора, за якої відбувається включення рідини в обертовий рух для вертикальної роторної системи, за (3) складає 162 об/хв.

Рисунок 5 б), який відповідає $\omega = 400$ об/хв., показує включення рідини в процес ефективного автобалансування. Візуально підтверджується висновок про те, що робоча рідина розташовується проти дисбалансу в дорезонансній зоні швидкостей обертання роторної системи. Про це свідчать світліші тони підфарбованої рідини в секторі дисбалансу і темніші – в секторі проти дисбалансу.

Для параметрів дослідної установки розрахункова оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування за (20) становить $\omega^* \approx \left(-7,06 + \sqrt{7,06^2 + 54^2(0,5)^2} \right) / 0,5 \approx 41,6 \text{ с}^{-1}$ (416 об/хв.). Для випадку оптимального заповнення ($V = 150$ мл) оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування за (21) становить $0,66 \cdot 540 \text{ об/хв.} =$

$= 356 \text{ об/хв.}$, оскільки $\omega^*/\omega_{кр} = \left(-0,854 + \sqrt{0,854^2 + 4} \right) / 2 \approx 0,66$.

Емпірична оцінка швидкості включення рідини в процес ефективного балансування при оптимальному заповненні камери становить близько $\omega_6 = 1/2 \omega_p$.

Рисунок 5 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. 5 г). Відеокадр відповідає обертанню ротора зі швидкістю 800 об/хв.

За (5) теоретична оцінка часового інтервалу τ_{\max} , по закінченні якого втягується в обертовий рух в'язка робоча рідина для роторної системи з вертикальною віссю обертання для параметрів автобалансира I: радіус камери балансира $R = 0,20$ м, радіус вільної поверхні рідини $R_0 = 0,19$ м (600 мл), кінематична в'язкість робочої рідини $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$ м²/с (прісна вода), складає: $\tau_{\max} \approx 6,5$ с.

Обладнання для експериментальних досліджень у випадку руху роторної системи з горизонтальною віссю обертання та віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту, має такі характеристики:

1) експериментальний зразок автобалансируального пристрою II (кільце висотою 50 мм із зовнішнім радіусом $R = 200$ мм, концентричною перегородкою радіуса $R = 175$ мм, що утворює дві концентричні камери для розміщення в них коригувальної рідини);

2) робоча рідина – прісна вода (густина 1000 кг/м³, кінематична в'язкість $1,01 \cdot 10^{-6}$ м²/с при температурі 20 °С);

3) дослідна установка розроблена на базі прально-віджимної машини барабанного типу. Ротор є барабаном, який обертається в підшипниковому вузлі. Обертання ротору надається від електродвигуна через шківи і клиновий ремінь. На передньому краю барабана (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.

Для дослідної установки: емпіричний логарифмічний декремент затухання $\mathcal{D} = 0,725$, коефіцієнт демпфування $n = 6,53$. Дослідження здійснювались:

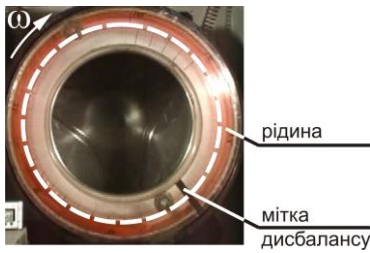
– з покроковим збільшенням маси імітаційного дисбалансу (від 50 г до 150 г), який розміщували на внутрішній стінці барабана біля вільного краю (дисбаланс ротора D складав від 1000 г·см до 3000 г·см.);

– з покроковим збільшенням об'єму рідини (від 50 мл до 250мл).

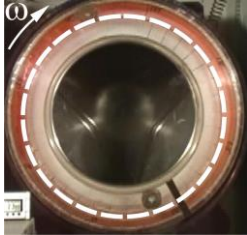
Вимірювання переміщень бака та фіксація результатів здійснювались при обертанні ротора зі сталими швидкостями на діапазонах: $0,7 \omega_p$ (дорезонансна зона), ω_p (резонансна зона), $0,75\omega_n$ та ω_n (зарезонансна зона), де $\omega_n = 895$ об/хв. – номінальна швидкість обертання ротора. Резонансна швидкість обертання ротора ω_p становить від 320 до 370 об/хв. Для параметрів дослідного зразка АБП II ($R = 0,2$ м) для горизонтальної роторної системи розрахункові значення оцінок швидкості досягнення четвертого режиму (якісного стану) руху рідини в камері за (4) складають: при об'ємі робочої рідини $V = 100$ мл $\omega_o^{HR} = 28$ с⁻¹ \approx 280 об/хв.; при $V = 200$ мл – $\omega_o^{HR} = 19,8$ с⁻¹ \approx 198 об/хв.; при $V = 300$ мл – $\omega_o^{HR} = 16,2$ с⁻¹ \approx 162 об/хв.; за (2) при $A = 0^\circ$ складає: $\omega_{o1}^{HR} \cong \sqrt{9,8 \cdot 1 / (0,2 \cdot 0,11)} = 21,11$ с⁻¹ або 211 об/хв.

Відповідні значення кутової швидкості ω_o для роторної системи, нахиленої під кутом 45° до лінії горизонту, розраховані за (1) становлять:

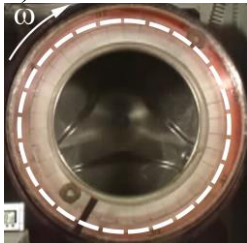
при $V = 100$ мл – $\omega_o = 24,5 \text{ с}^{-1} \approx 245$ об/хв.; при $V = 200$ мл – $\omega_o = 17,4 \text{ с}^{-1} \approx 174$ об/хв.; при $V = 300$ мл – $\omega_o = 14,2 \text{ с}^{-1} \approx 142$ об/хв.; розраховані за (2) є:

$$\omega_{o1}^{HR} \cong \sqrt{9,8 \cdot 0,7071 / (0,2 \cdot 0,11)} = 17,75 \text{ с}^{-1} \text{ або } 178 \text{ об/хв.}$$


а) $\omega = 230$ об/хв



б) $\omega = 250$ об/ хв.



в) $\omega = 360$ об/хв.



в) $\omega = 670$ об/хв.

Рисунок 6 – Фотоілюстрація розташування робочої рідини в камері автобалансувального пристрою для горизонтального ротора при сталій кутовій швидкості обертання ротора

Таким чином, швидкість включення рідини в обертовий рух в експериментальному зразку АБП II для дослідної установки, 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.

Поданий на рисунку 6 ряд відеокадрів ілюструє зміну якісного стану руху рідини в камері автобалансувального пристрою II зі збільшенням швидкості обертання горизонтальної роторної системи, яка має параметри: 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 – $\omega_p = 360$ об/хв.

Рисунок 6 а), який відповідає $\omega = 230$ об/хв., показує розташування рідини в камері АБП при включенні коригувальної рідини в обертовий рух системи. Теоретичне значення оцінки складає 211 об/хв.

Рисунок 6 б), який відповідає $\omega = 250$ об/хв., ілюструє включення коригувальної рідини в процес ефективного балансування роторної системи (дорезонансний діапазон швидкостей).

Для динамічних параметрів дослідної установки, яка моделює роторну систему з горизонтальною віссю обертання, за (20) розрахункова нижня межа кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансуван-

ня 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 ($V = 50$ мл) оцінка нижньої межі кутової швидкості включення рідини в процес ефективного балансування становить – $0,701 \cdot 360$ об/хв. = 252,36 об/хв., оскільки за (21)

$\omega_*/\omega_{кр} = (-0,725 + \sqrt{0,725^2 + 4})/2 \approx 0,701$. Емпірична оцінка швидкості включення рідини в процес ефективного балансування наближено становить $\omega_6 = 7/10 \omega_p$.

На рисунку 6 в) подано відеокадр, який відповідає $\omega = 360$ об/хв. – резонансній швидкості обертання ротора. Рідина міститься у секторі, що зміщений у бік, протилежний до дисбалансу.

Розміщення рідини у зарезонансній зоні показано на рис. 6 г). Подані відеокадри відповідають обертанню ротора з швидкістю $\omega = 670$ об/хв. З рисунка видно, що робоча рідина розташовується проти дисбалансу ротора.

Аналогічні результати відеофіксації роботи робочої рідини в автобалансири спостерігались в дослідах із різним значенням 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 дозрівноважити роторну систему.

Запропоновано і експериментально обґрунтовано рішення звузити діапазон кутових швидкостей «залучення» рідини в рух системи для горизонтального ротора і ротора з віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту, застосуванням конструкції АБП з перегородками. Симетрично розташовані в циліндричній камері радіальні перегородки експериментального зразка автобалансира IV не торкаються стінки більшого радіуса камери та поділяють порожнину балансира на окремі сектори, які по зовнішньому радіусу з'єднані між собою тонким каналом. Це 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 $\omega_0 = 230$ об/хв. до $\omega_0 = 180$ 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.

Експериментально визначено, що:

- 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;

- 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.

У **четвертому розділі** – «Оцінювання та забезпечення ефективності рідинного пристрою прямої дії для автоматичного балансування ротора» – 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 обертовий 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 (22) і достатність об'єму робочої рідини в камері АБП ($k \approx 1$).

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.

У таблиці 1 наведені значення ефективності автоматичного балансування, отримані експериментально і теоретичним шляхом для різної геометрії роторної системи і конструкції АБП (установка 1 моделює ротор з вертикальною віссю обертання ротора; установка 2 – з горизонтальною віссю і віссю, нахиленою під кутом до лінії горизонту) при оптимальному заповненні камери (камер) робочою рідиною.

Дані таблиці 1 дають можливість оцінити вплив сили ваги на процеси зрівноваження в рідинних автобалансувальних пристроях: 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 і до 1,6 рази – для горизонтального ротора на резонансних швидкостях обертання роторної системи. Багатокамерний пристрій ефективніше балансує ротор, ніж рідинний АБП з однією камерою.

Таблиця 1 – 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

Розроблений метод визначення оптимальних параметрів рідинного АБП був застосований для розрахунково-експериментального оцінювання ефективності роботи експериментальних зразків рідинних пристроїв автоматичного балансування.

Експериментально доведено, що розмах коливань ротора і ефективність автоматичного балансування, не залежать від маси рідини в камері, коли виконується умова її достатності (оптимальності); умовою максимуму ефективності балансування є рівність величин дисбалансу рідини і початкового дисбалансу системи; для рідинних автобалансувальних пристроїв масові сили мають суттєво менший вплив на ефективність балансування ніж сили внутрішнього тертя; 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; при виконанні умови достатності рідини в камері АБП ефективність автобалансування має пряму залежність від кута нахилу осі обертання ротору до горизонту, тобто, зі збільшенням кута ефективність автобалансування збільшується.

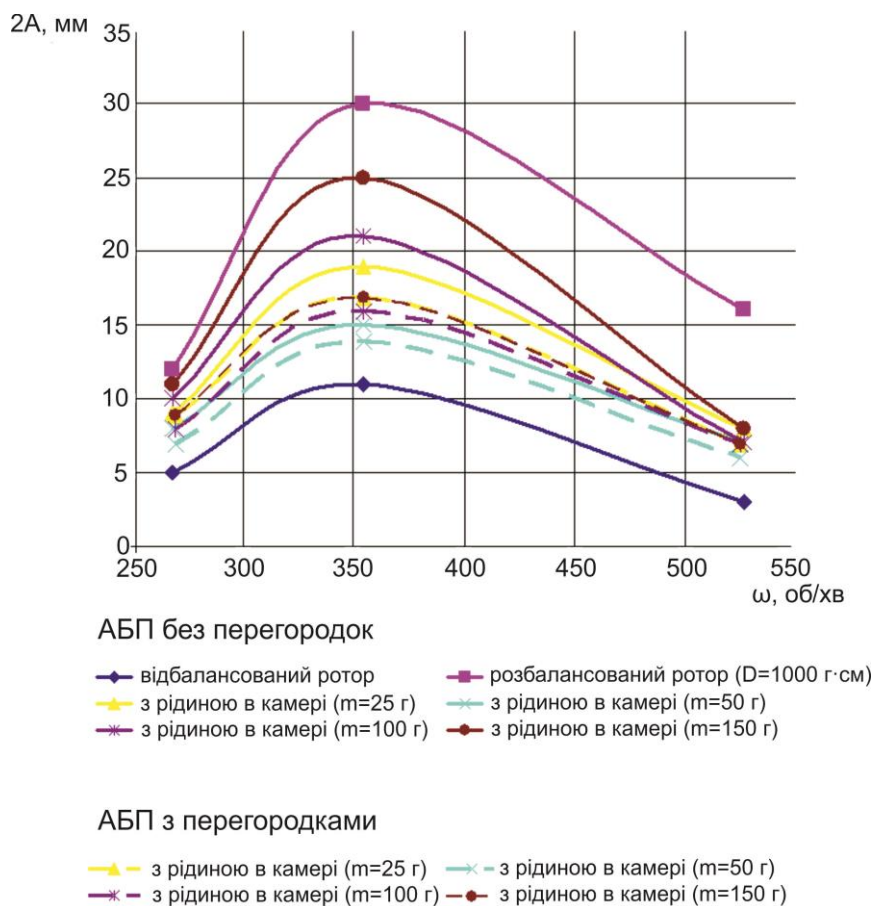


Рисунок 7 – АЧХ коливань переднього краю барабана за дисбалансу 1000 г·см з використанням АБП без перегородок і АБП з перегородками

Аналіз результатів експериментальних досліджень з конструкцією АБП з перегородками (рис. 7) дозволяє встановити, що застосування такої конструкції АБП для роторів з горизонтальною віссю та віссю, нахиленою під кутом до

горизонту, збільшує ефективність віброзахисту системи на 16% при переході через резонанс і на 26% – на робочих обертах.

Експериментально визначено, що незалежно від просторової орієнтації 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 %. Експериментальні дослідження показали хороші результати узгодження з результатами проведеного у розділі 2 математичного моделювання.

У **п'ятому розділі** – «Оцінювання впливу пружно-інерційних, демпфувальних і геометричних характеристик роторної системи на ефективність рідинного автобалансування» – уточнено вплив динамічних і геометричних характеристик роторної системи з АБП на ефективність рідинного автобалансування. Основним результатом цих досліджень є визначення чисельним моделюванням рекомендацій для компоновання 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, і надалі – емпіричним шляхом визначити: на скільки суттєво покращена зрівноваженість роторної системи вплине на ефективність роботи пасивного балансувального пристрою рідинного типу.

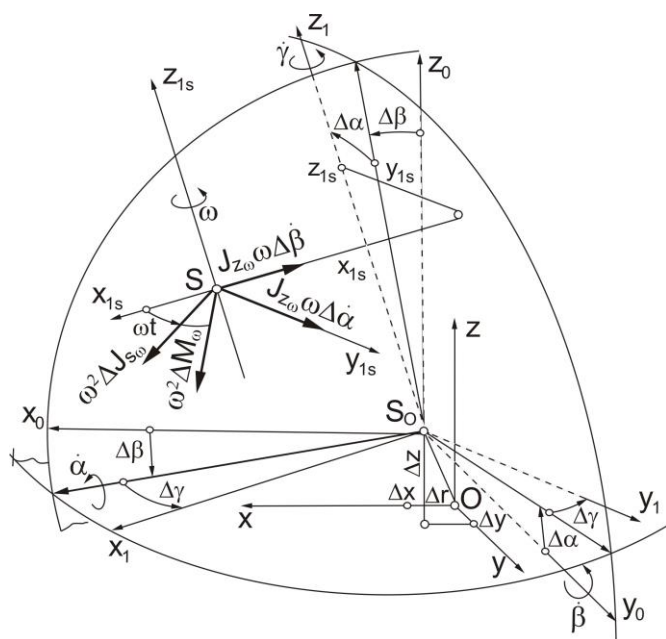


Рисунок 8 – Переміщення точок системи:
 S – центр мас ротора; S_0 – спільний центр мас ротора і коливної системи; ΔM_ω – статичний момент маси ротора відносно осі обертання ротора z_0 ; ΔJ_s – відцентровий момент інерції відносно центра мас ротора;
 J_s – момент інерції ротора

При розрахунках коливань використана узагальнена динамічна модель, яка враховує рух коливної системи за шістьма координатами, що відповідають шести ступеням вільності твердого тіла в просторі.

Для зручності дослідження введено геометрично-масові характеристики незрівноваженості ротора у вигляді векторів статичного ΔM_ω і відцентрового ΔJ_s моментів інерції мас ротора. 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 (ротора і коливної системи) в просторі.

Визначено переміщення точок ротора (барабана дослідних установок) як таких, що складаються з поступального переміщення разом із центром мас коливної системи і обертового відносно цього спільного центра мас S_0 (рис. 8). Поступальний рух основної маси подається проєкціями Δx , Δy , Δz на нерухомі осі координат. Обертовий рух відносно центра мас S_0 знайдено 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 Релеем.

За умови, що коливна система з ротором пов'язана k пружними елементами, з проєкціями жорсткостей c_k на осі нерухомих координат x, y, z (які вважатимемо і головними осями жорсткостей або в'язкостей) і l демпферами з проєкціями на ті самі осі сталих в'язкого тертя h_l , уведені відповідні узагальнені характеристики, які пов'язують властивості в'язей з їх конструктивним компонуванням:

1) сумарні жорсткості або сталі в'язкого тертя:

$$C_x = \sum_k c_{kx}; \quad D_x = \sum_l h_{lx} \text{ та ін.} \quad (25)$$

2) статичні моменти жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xy} = \sum_k c_{kx} y_k; \quad D_{xy} = \sum_l h_{lx} y_l \text{ та ін.} \quad (26)$$

3) моменти другого порядку жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xyy} = \sum_k c_{kx} y_k^2; \quad D_{xyy} = \sum_l h_{lx} y_l^2 \text{ та ін.} \quad (27)$$

4) відцентрові моменти жорсткостей або сталих в'язкого тертя:

$$C_{xyz} = \sum_k c_{kx} y_k z_k; \quad D_{xyz} = \sum_l h_{lx} y_l z_l \text{ та ін.} \quad (28)$$

Залежно від характеристик кожного з пружних або в'язких елементів та їх конструктивного компонування в просторі величини узагальнених характеристик набувають різних значень, причому сумарні (25) і моменти другого порядку (27) тільки додатних, а статичні (26) і відцентрові (28) – будь-яких.

Тоді в загальному випадку розміщення точок приєднання k пружних елементів і l демпферів, з врахуванням уведених узагальнених характеристик жорсткостей і в'язкого тертя, одержано таку систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
1) \quad & M^* \Delta \ddot{x} + D_x \Delta \dot{x} + C_x \Delta x + D_{xz} \Delta \dot{\beta} + C_{xz} \Delta \beta - D_{xy} \Delta \dot{\gamma} - C_{xy} \Delta \gamma = \omega^2 \Delta M_{ox} ; \\
2) \quad & M^* \Delta \ddot{y} + D_y \Delta \dot{y} + C_y \Delta y + D_{yx} \Delta \dot{\gamma} + C_{yx} \Delta \gamma - D_{yz} \Delta \dot{\alpha} - C_{yz} \Delta \alpha = \omega^2 \Delta M_{oy} ; \\
3) \quad & M^* \Delta \ddot{z} + D_z \Delta \dot{z} + C_z \Delta z + D_{zy} \Delta \dot{\alpha} + C_{zy} \Delta \alpha - D_{zx} \Delta \dot{\beta} - C_{zx} \Delta \beta = 0 ; \\
4) \quad & J_x \Delta \ddot{\alpha} + (D_{yzz} + D_{zyy}) \Delta \dot{\alpha} + (C_{yzz} + C_{zyy}) \Delta \alpha + D_{zy} \Delta \dot{z} + \\
& + C_{zy} \Delta z - D_{yz} \Delta \dot{y} - C_{yz} \Delta y - D_{zxy} \Delta \dot{\beta} - C_{zxy} \Delta \beta - D_{yzx} \Delta \dot{\gamma} - C_{yzx} \Delta \gamma = \\
& = \omega^2 (\Delta J_{s zx} - \Delta M_{oy} z_{so}) - J_{z\omega} \omega \Delta \dot{\beta}; \\
5) \quad & J_y \Delta \ddot{\beta} + (D_{zxx} + D_{xzz}) \Delta \dot{\beta} + (C_{zxx} + C_{xzz}) \Delta \beta + D_{xz} \Delta \dot{x} + \\
& + C_{xz} \Delta x - D_{zx} \Delta \dot{z} - C_{zx} \Delta z - D_{xyz} \Delta \dot{\gamma} - C_{xyz} \Delta \gamma - D_{zxy} \Delta \dot{\alpha} - C_{zxy} \Delta \alpha = \\
& = \omega^2 (\Delta J_{s zy} + \Delta M_{ox} z_{so}) + J_{z\omega} \omega \Delta \dot{\alpha}; \\
6) \quad & J_z \Delta \ddot{\gamma} + (D_{xyy} + D_{yxx}) \Delta \dot{\gamma} - (C_{xyy} + C_{yxx}) \Delta \gamma + D_{yx} \Delta \dot{y} + \\
& + C_{yx} \Delta y - D_{xy} \Delta \dot{x} - C_{xy} \Delta x - D_{yzx} \Delta \dot{\alpha} - C_{yzx} \Delta \alpha - D_{xyz} \Delta \dot{\beta} - C_{xyz} \Delta \beta = \\
& = \omega^2 (\Delta M_{oy} x_{so} - \Delta M_{ox} y_{so});
\end{aligned} \tag{29}$$

де M^* – спільна маса ротора і коливної системи, ω – кутова швидкість обертання ротора; узагальнені координати: $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ – малі повороти навколо нерухомих координатних осей; Δx , Δy , Δz – координати спільного центра мас.

Для системи рівнянь (29) 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 (29) через гіроскопічні моменти, які містяться в правих частинах цих рівнянь. 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 (26) і відцентрові (28) моменти жорсткостей і сталих в'язкого тертя при відповідному розміщенні пружних елементів і демпферів. Однак, в конкретних схемах коливних систем спрощення диференціальних рівнянь (29) буде різним. У розділі отримано розв'язки уточнених систем рівнянь (29) стосовно часткових випадків вертикального і горизонтального розташування роторів з урахуванням випадкового характеру розподілу дисбалансу у барабані відповідної дослідної установки (тобто з урахуванням наявності зміщення центра мас барабана від осі обертання, що характеризується ексцентриситетом e , і його зміщення u_D вздовж осі обертання). Для кожного з варіантів компоновки встановлено залежності між параметрами незрівноваженості та переміщеннями точок ротора за шістьма координатами із врахуванням пружності та сил в'язкого опору.

Для перевірки одержаних результатів проведені імітаційні дослідження з використанням системи комп'ютерної математики *Matlab* на параметрах

дослідних установок, що описані в розділі 3, які моделюють роторні системи з вертикальною і горизонтальною віссю обертання.

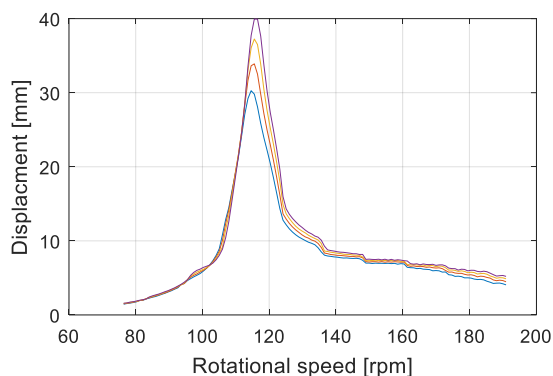


Рисунок 9 – Порівняльні АЧХ, зняті за різних значень жорсткості стрижнів (2400, 2700, 3000, 3300 Н·м⁻¹)

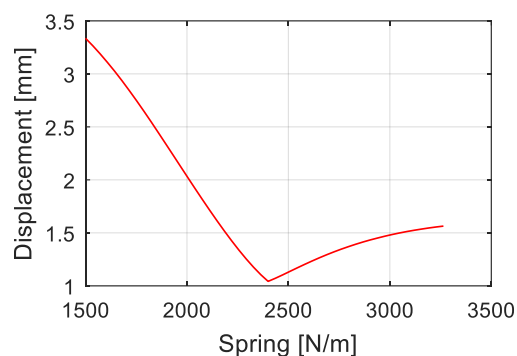


Рисунок 10 – Зростання вертикальних вібрацій при зміні жорсткості двох з чотирьох стрижнів від значення 2400 Н/м на резонансі

Результати імітаційного моделювання для вертикальної установки показали принципову можливість зниження небажаних вібрацій підвісної частини машини (платформи). Дослідження впливу нерівножорсткості системи на вібростійкість показало, що підвісні стрижні з неоднаковою жорсткістю не лише підвищують зв'язність коливань, але й підвищують рівень горизонтальних вібрацій (рис. 9). Найбільш чутливим до нерівножорсткості параметром є рівень вертикальних вібрацій (рис. 10).

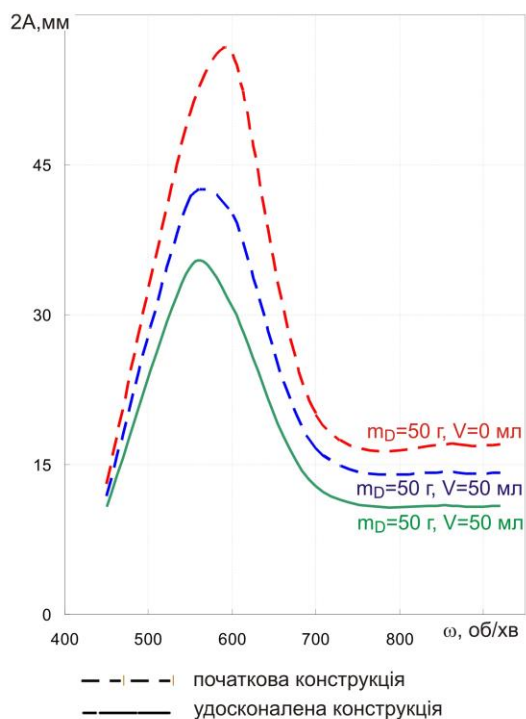


Рисунок 11 – АЧХ коливань верхнього краю вертикального ротора за дисбалансу 1000 г·см

Моменти інерції коливної системи відносно осей X і Y в ідеальному варіанті мають бути однаковими. Базова конструкція машини має неоднакові моменти інерції, що призводить до зростання амплітуди горизонтальних вібрацій. При цьому вісь барабана описує еліпс.

На основі проведеного аналізу сформульовані шляхи вдосконалення конструкції дослідної 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 та сталих в'язкого тертя демпферів з головними центральними осями інерції платформи; використання в конструкції машини вертикальних підвісок для системи

платформа-барабан; заміна пружної ущільнювальної діафрагми барабана на безжорсткісну. Дотримання цих рекомендацій дозволило підвищити ефективність рідинного автобалансування до 50 % (рис. 11).

Імітаційне моделювання для горизонтальної установки проводилось шляхом моделювання поведінки її підвісної частини із використанням інтерактивного інструменту *Simulink* та пакету прикладних програм *Matlab*.

В ідеальному випадку, коли центр мас зрівноваженого барабана співпадає з центром мас бака, а вісь обертання барабана проходить через його центр мас ($e = 0$), праві частини системи рівнянь (29) обертаються на 0 і коливання підвісної частини відсутні при будь-яких значеннях кутової швидкості обертання ω .

На практиці через випадковий характер розподілу дисбалансу у барабані установки центр мас барабана завжди лежатиме не на осі обертання, що характеризується ексцентриситетом $e \neq 0$, а також матиме повздовжнє зміщення y_D вздовж осі обертання, що викликає моментну незрівноваженість ротора. Проведено симуляцію моделі для значень $y_D = 0 \dots 90$ мм на всьому діапазоні частот обертання.

Отримані результати показали, що зміщення y_D центра мас завантаженого барабана на робочих частотах у закритичній області майже не впливає на рівень поперечних коливань, але суттєво підвищує повздовжні коливання підвісної частини (бака).

Матриця жорсткості системи (29) є недіагональною, якщо відмінними від нуля є статичні (26) і відцентрові моменти жорсткостей (28). Вісь жорсткості підвіски не буде співпадати з центром мас бака, якщо головні осі жорсткості не будуть співпадати з головними центральними осями симетрії бака, а це спостерігається за умови, коли координата i -ї пружини $y_i \neq 0$. На рис. 12 та 13 подані результати симуляції системи коливної системи для різних значень відхилення l_c положення центра жорсткості пружних опор підвісної частини від центра мас бака.

Одержані залежності для випадку $y_D = 0$, коли центр мас завантаженого барабана лежить в площині XOZ , де розташований центр мас бака (рис. 12) і коли центр мас завантаженого барабана є зміщеним по осі OY на величину y_{Dmax} (рис. 13).

У разі повороту пружної (демпферної) опори на кут φ відносно площини XOZ система опор є нерівножорсткою, а матриця жорсткості (демпфування) – недіагональною.

Наявність горизонтального зміщення $y_D \neq 0$ і кута повороту пружини $\varphi \neq 0$ через додаткову зв'язність коливань призводить до підвищення їх амплітуди.

Аналогічна картина спостерігається і при аналізі впливу кута повороту демпфера.

Залежності амплітуди вертикальних коливань від частоти обертання барабана, одержані симуляцією моделі при y_{Dmax} для кутів повороту пружин і демпферів від 0° до 3° , подані на рис. 14 і 15.

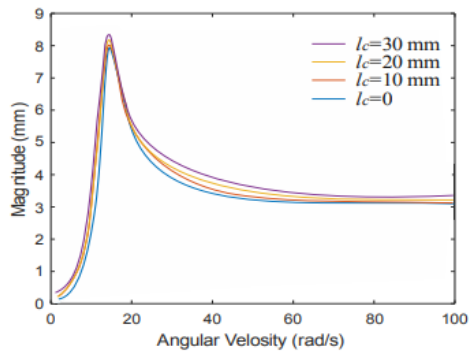


Рисунок 12 – АЧХ підвісної частини при $y_D = 0$ (вертикальні коливання)

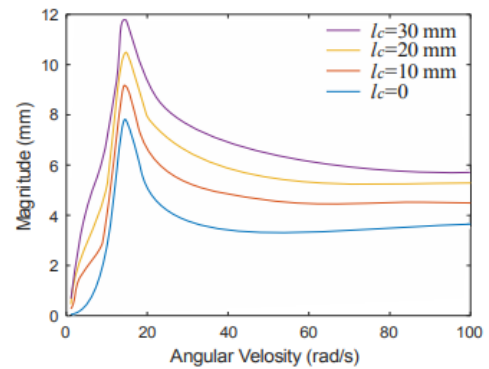


Рисунок 13 – АЧХ підвісної частини при $y_D = 90$ мм (вертикальні коливання)

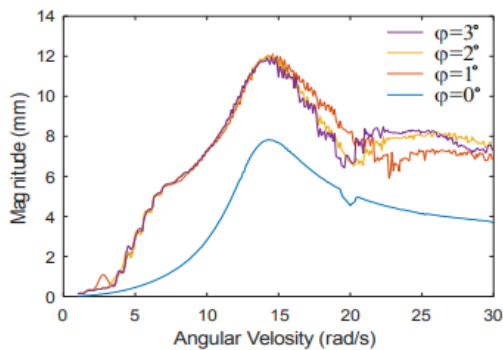


Рисунок 14 – АЧХ підвісної частини при U_{Dmax} для різних кутів повороту пружин (вертикальні коливання)

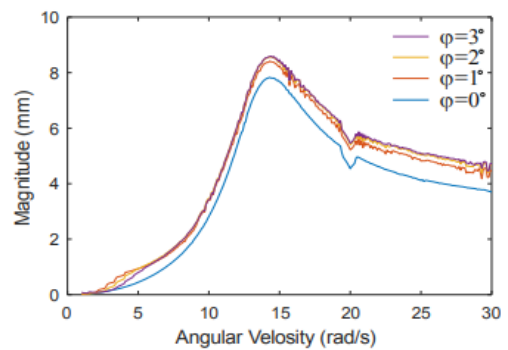


Рисунок 15 – АЧХ підвісної частини при U_{Dmax} для різних кутів повороту демпфера (вертикальні коливання)

Найбільш чутливими до зміни кутів повороту пружин і демпферів є повздовжні коливання, що проілюстровано на рис. 16 та 17, де поданні залежності амплітуди вібрацій (повздовжніх коливань) підвісної частини вздовж осі OY у діапазоні робочих частот залежно від величини кута повороту φ пружини та демпфера за зміщення центра мас барабана з дисбалансом на U_{Dmax} вздовж осі барабана.

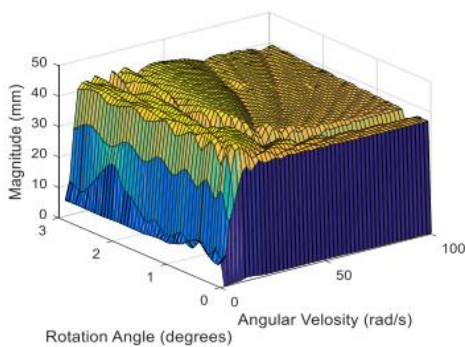


Рисунок 16 – Залежність амплітуди повздовжніх коливань від частоти і кута повороту пружини за зміщення U_{Dmax}

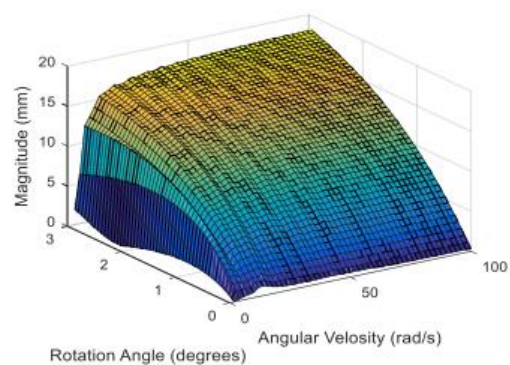


Рисунок 17 – Залежність амплітуди повздовжніх коливань від частоти і кута повороту демпфера за зміщення U_{Dmax}

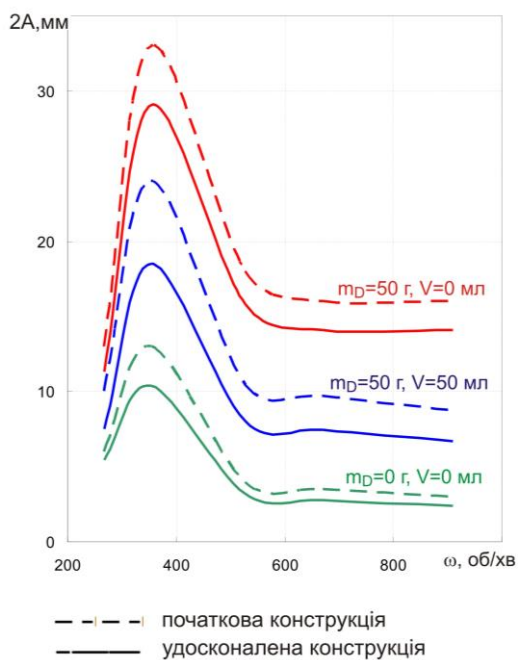


Рисунок 18 – АЧХ коливань переднього краю горизонтального ротора за дисбалансу 1000 г·см

У результаті проведених досліджень горизонтальної роторної системи сформульовані основні напрями удосконалення конструкції дослідної установки для підвищення її вібростійкості: зведення центра мас бака до осі обертання барабана; суміщення головної центральної осі інерції 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 мас бака, а головних осей жорсткості та 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 (рис. 18).

ВИСНОВКИ

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 обертовому 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 звужити діапазон кутових швидкостей включення рідини в обертний 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 автобалансином, 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 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 %.

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 автобалансируального пристрою призведе до очікуваного зниження рівня вібрацій від 1,5 до 3 разів).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1 Драч І.В., Ройзман В.П. Автоматичне балансування обертових тіл рідиною : монографія. – Хмельницький : ХНУ, 2018. 189 с.

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.

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 автобалансируючого 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 автобалансируючого 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 автобалансируючого пристрою. Суть явища пасивного автобалансирування 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 автобалансируючого 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 рідинного автобалансирувального 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.

19 Автобалансируючий 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.

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.

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.

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. *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.

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

35 Драч І.В., Ромашенко 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.

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. Х 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 р. – 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 р. – Хмельницький: НАДПСУ, 2017. С. 612.

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

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 і освіта* : зб. пр. XII Міжнар. наук. конф., Осло (Норвегія), 1–9 липня 2018 р. – Хмельницький: ХНУ, 2018. С. 26–30.

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.

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.

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.

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.

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.

50 Драч І. В., Горошко А. В. Моделювання віброактивності машин 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.

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.

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>.

АНОТАЦІЯ

Драч І.В. Наукові основи автоматичного зрівноваження роторів рідинним балансиrom. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2023.

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та нове вирішення актуальної науково-прикладної проблеми в галузі динаміки машин – 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. Експериментальні дослідження проводились з вимірюванням амплітуд коливань роторних установок і з безпосереднім візуальним спостереженням за положенням робочої рідини в камері АБП відносно дисбалансу при обертанні системи на спеціально розроблених стендах з 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.

Емпіричні дані показали хорошу узгодженість з теоретичними результатами. Адекватність побудованих моделей дала можливість пояснити нові властивості і закономірності процесу самобалансування пружно-деформівних роторів і роторів на пружних опорах рідинними робочими тілами, а саме:

- в 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 автобалансиrom, 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), що дало змогу визначити оптимальні параметри, які враховують наявність достатнього об'єму робочої рідини для ефективного балансування роторної системи, просторове положення осі ротора, фізичні властивості робочої рідини;

- в 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.

Показано, що програмне забезпечення, основою якого є побудовані моделі, можна використовувати як робочий інструмент для проведення обчислюваних експериментів і розрахунку оптимальних параметрів автобалансувального пристрою рідинного типу.

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).

Експериментально уточнено 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 оптимального конструювання конструкції роторної системи дають змогу суттєво підвищити ефективність рідинного автобалансування на всьому діапазоні швидкостей обертання (до 50 % – для вертикальної системи, до 30 % – для горизонтальної системи).

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 обертюваних частин машини, метод відеофіксації, математичне моделювання.

ANNOTATION

Drach I. Scientific Bases of Automatic Balancing of Rotor by a Liquid Balancer. – Manuscript.

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

In the dissertation, on the basis of the obtained new scientifically substantiated results, a scientific and applied problem that is relevant for the dynamics of machines is solved - ensuring vibration resistance of rotating machine elements based on the development and practical application of the theory of automatic balancing of rotors by passive liquid balancers, carrying out complex mathematical modeling of dynamic processes in rotor systems, taking into account operating conditions and optimizing the designs of balancing devices.

Complex mathematical modeling of the process of automatic balancing of rotors by a liquid balancer, unlike the existing ones, includes the hydrodynamic

problem of rotation of a cylindrical cavity partially filled with liquid; the problem of wave formation on the surface of a liquid; geometric models of fluid behavior in the ABD chamber.

The results of the work allow you to choose a specific type of liquid ABD; calculate the main characteristics of the ABD; determine the range of angular velocities at which auto-balancing occurs; evaluate the influence of elastic-inertial, damping and geometrical characteristics of the rotor system on the efficiency of fluid self-balancing for a wide class of machines with variable rotor unbalance.

Keywords: rotor, balancing, automatic balancing (self-balancing), self-balancing (auto-balancing) device, 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.