

**Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»**

МАРТИНЕНКО ВОЛОДИМИР ГЕННАДІЙОВИЧ



УДК 539.3:539.4:621.8

**МІЦНІСТЬ СКЛАДЕНИХ ТА КОМПОЗИЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РОТОРІВ
З УРАХУВАННЯМ ВЗАЄМОПОВ'ЯЗАНОСТІ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Реферат дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2025

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Львов Геннадій Іванович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,
професор кафедри математичного моделювання
та інтелектуальних обчислень в інженерії

Опоненти: доктор технічних наук, професор, член-кореспондент
Національної академії наук України
Пошивалов Володимир Павлович,
Інститут технічної механіки НАНУ і ДКА України,
м. Дніпро, директор

доктор технічних наук, професор
Шукаєв Сергій Миколайович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»,
м. Київ, професор кафедри динаміки і міцності машин
та опору матеріалів

доктор технічних наук, професор
Ярошевич Микола Павлович,
Луцький національний технічний університет, м. Луцьк,
професор кафедри галузевого машинобудування

Захист відбудеться «17» грудня 2025 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Ректорський корпус (аудиторія 38).

З дисертацією та рефератом можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2 та за посиланням:
<https://blogs.kpi.kharkov.ua/v2/vr/archives/7204>

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Олексій ВОДКА

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Машини, які містять в собі обертові елементи, зокрема турбомашини, відіграють надважливу роль у перетворенні енергії та виконанні корисної роботи. Їхня надійна робота визначається складною взаємодією трьох ключових аспектів: встановленням ротора в контактних (наприклад, рідинних) чи безконтактних (наприклад, газових, магнітних) підшипникових опорах; методами приєднання конструктивних елементів (лопаток, маточин) до валу; впливом фізичних процесів, що спричиняють навантаження різної природи (інерційні, теплові, аеродинамічні та ударні).

Отже, при роботі роторної машини виникає низка взаємопов'язаних динамічних процесів. Хоча існуючі методи аналізу міцності (теорія пружності, динаміка роторів, механіка композиційних матеріалів) детально описані, стрімкий розвиток промисловості, застосування нових складених та композиційних матеріалів, а також зміна режимів експлуатації вимагають суттєвого вдосконалення цих методів. З цього витікає наявність наукової проблеми адекватного моделювання статичної та динамічної поведінки для визначення міцності роторів турбомашин з композиційними елементами.

Існуючі підходи часто розглядають явища ізольовано (наприклад, динаміку ротора в пружних підшипниках окремо від деформування лопаток). Проте, для сучасних роторів (зокрема, з дисками великих діаметрів, закріплених на гнучких валах) відкидання взаємопов'язаності динамічних процесів, що відбуваються в опорах та навантажених лопатках, є неприйнятним. Відсутній узагальнений підхід, який би комплексно враховував особливості кріплення, складні (включаючи ударні) навантаження, нелінійну контактну взаємодію елементів та взаємний вплив цих чинників на відгук ротора в опорах. Вирішення цієї наукової проблеми дозволить розробити єдиний апарат опису механіки складних роторних машин. Такий апарат є необхідним для адекватних висновків про статичну та динамічну міцність інноваційних конструкцій, відкриваючи шлях до раціонального та безпечного впровадження нових складених і композиційних матеріалів та заміни дорогих натурних випробувань верифікованими чисельними моделями.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» в рамках фундаментальних та прикладних держбюджетних тем МОН України «Розробка методів математичного моделювання поведінки нових та композиційних матеріалів для оцінки ресурсу та прогнозування надійності елементів конструкцій» (ДР № 0117U004969), «Розробка математичних моделей та методів розв'язання нелінійних задач динаміки та міцності конструкцій із гомогенних та композиційних матеріалів» (ДР № 0118U002045), «Розвиток методів обчислювального інтелекту в задачах синтезу характеристик відповідальних елементів, підвищення надійності та ефективності інноваційної техніки» (ДР № 0121U100730), «Розробка

математичних моделей та методів розв'язання задач динаміки і міцності конструкцій з монокристалічних сплавів та метал-матричних композитів» (ДР № 0124U000975), а також проекту з виконання наукових досліджень і розробок «Передова наука в Україні» Національного фонду досліджень України «Вібраційний захист пристроїв, апаратури, вантажів та людей від динамічних впливів в надзвичайних умовах на основі дослідження нелінійних коливань систем складної структури з керованими і пасивними елементами» (грант НФДУ № 2023.03/0255), в яких здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і завдання досліджень. *Метою* дисертаційної роботи є створення узагальненого підходу до визначення статичної та динамічної міцності складених та композиційних елементів і вузлів роторів турбомашин, що встановлені в контактних або безконтактних підшипниках та піддаються впливу стаціонарних і нестаціонарних динамічних чинників різної природи шляхом розроблення математичних моделей аеродинамічних і ударних навантажень, нелінійних контактних взаємодій, пружно-демпферних підшипникових опор та пружнопластичних роторів, що їх об'єднують.

Для досягнення мети визначені наступні *завдання*:

- Провести аналіз сучасного стану проблеми моделювання міцності складених і композиційних елементів роторів для обґрунтування необхідності врахування взаємопов'язаності динамічних процесів у системі «ротор – опори – навантаження».

- Сформулювати концепцію комплексного моделювання роторної машини у вигляді замкненого циклу, що забезпечує наскрізну інтеграцію аеродинамічних, теплових та міцнісних розрахунків для визначення раціональних параметрів конструкції.

- Визначити межі застосовності екстенсивних методів вдосконалення металевих роторів для обґрунтування переходу до інтенсивних шляхів із використанням складених та композиційних елементів.

- Розробити метод визначення аеродинамічних навантажень для адекватного моделювання взаємодії потоку з рухомими елементами.

- Створити узагальнені методи врахування стаціонарних та нестаціонарних (включаючи аварійні) навантажень, що діють на елементи роторів, для підвищення достовірності розрахунків міцності.

- Розробити та верифікувати підхід до моделювання екстремальних станів лопаток під дією високошвидкісного удару, що дозволяє прогнозувати не лише деформації, а й процеси руйнування матеріалу.

- Обґрунтувати вибір моделей нелінійної контактної взаємодії елементів роторів для адекватного відтворення їхньої спільної роботи в умовах складного навантаження.

- На основі розроблених контактних моделей створити та дослідити принципово нові типи з'єднань елементів роторів, що забезпечують підвищену надійність вузлів кріплення.

- Розробити мультифізичні моделі для визначення динамічних характеристик контактних і безконтактних опор, що враховують взаємодію полів

різної природи (гідродинамічних, електромагнітних).

- Дослідити вплив динамічних властивостей опор на загальну поведінку роторної системи для виявлення закономірностей формування її вібраційного стану та стійкості руху.

- Реалізувати розроблений узагальнений підхід при створенні нових складених та композиційних елементів роторів, довівши їхню перевагу над існуючими аналогами при вирішенні актуальних інженерних задач.

Об'єкт досліджень – статична та динамічна міцність і динамічні процеси в складених та композиційних елементах роторів турбомашин в підшипникових опорах, що взаємопов'язані динамічними чинниками, обумовленими штатним та нештатним режимам експлуатації турбомашин, та суттєво впливають на їхню міцність.

Предмет досліджень – вплив стаціонарних і нестаціонарних чинників, пов'язаних з експлуатаційними режимами турбомашин, на міцнісні характеристики складених та композиційних конструктивних елементів роторів цих турбомашин в пружно-демпферних підшипникових опорах з урахуванням взаємопов'язаності динамічних процесів, що протікають під час їхньої роботи.

Методи дослідження. Теоретичні положення роботи базуються на фундаментальних розділах механіки деформівного твердого тіла та механіки рідини і газу. Для опису пружнопластичної поведінки матеріалів при високошвидкісному ударі використано модель пластичності та руйнування Джонсона-Кука. Міцність композитів оцінювалась за критерієм Хашина. Для моделювання анізотропної в'язкопружності розвинуто метод конденсованих сіток. Аналіз динаміки роторів проводився на основі теорії балок Тимошенка та матричних рівнянь руху. Мультифізичні моделі підшипникових опор включали: метод пружно-гідродинамічного змащування (EHL) з параметрами Моеса для шарикових підшипників; рівняння Рейнольдса у поєднанні з рівнянням стану реального газу Редліха-Квонга-Анг'є для газових підшипників; моделі передатних функцій PID-SISO для активних магнітних підшипників (АМП). Чисельні процедури реалізовано з використанням: методу скінченних елементів (МСЕ) для розв'язання тривимірних задач динаміки та міцності (в неявній та явній постановках); методу скінченних об'ємів (МСО) для моделювання газових потоків; методу скінченних різниць (МСП) для дискретизації рівняння Рейнольдса в газових підшипниках; методу гідродинаміки згладжених часток (SPH) для моделювання ударного тіла (птаха). Експериментальні дослідження міцності проводились на розроблених автором стендах для верифікації розрахункових моделей нового конічного з'єднання та біметалічної лопатки. Механічні властивості полімерних армованих композитів визначались на стенді для випробування зразків. Моделювання виконувалось у програмних комплексах скінченно-елементного та скінченно-об'ємного аналізів та за допомогою власних авторських програмних реалізацій. Параметри динамічного стану роторів визначались згідно зі стандартами API, властивості матеріалів – за стандартами ISO та ДСТУ. Обробка експериментальних даних виконана на основі методів математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що в роботі:

- Вперше запропоновано методологію визначення міцності роторів турбомашин зі складеними та композиційними елементами, яка, на відміну від існуючих підходів, базується на принципі взаємопов'язаності динамічних процесів. Ця методологія системно об'єднує розроблені в роботі: методи моделювання складних динамічних навантажень (включаючи ударні та аеродинамічні від недосконалостей); підходи до аналізу міцності нових біматеріальних та композиційних елементів; методи визначення динамічних характеристик контактних і безконтактних підшипникових опор. Це дозволило комплексно оцінювати взаємний вплив поведінки опор та деформації елементів на загальну міцність та динаміку системи.

- Запропоновано новий розрахунковий підхід до аналізу статичної міцності біматеріальних елементів типу «остов-профіль» на прикладі лопаток зі сталевим хвостовиком/остовом та профілем з алюмінію або метал-матричного композиту (ММК). Підхід, на відміну від існуючих, які розглядають гомогенні моделі, базується на моделюванні явища нелінійної контактної взаємодії та спільної деформації на межі «остов-профіль». Це вперше дозволило підтвердити надійність утримання профілю на остові під навантаженням, що стало підґрунтям для впровадження конструкції, яка вирішує проблему абразивного зносу шляхом використання змінних твердих елементів. Адекватність підходу та прогнозована ним міцність з'єднання верифіковані експериментально (на створеному стенді).

- Розроблено мультифізичні математичні моделі та їх програмні реалізації для аналізу пружно-демпферних та динамічних властивостей підшипникових опор. Ці моделі, на відміну від існуючих, враховують нелінійну контактну взаємодію між складовими опори та взаємодію фізичних полів і середовищ різної природи (електромагнітне поле, газовий потік, пружно-гідродинамічне змащування). Це дозволило встановити нові закономірності формування пружно-демпферних та динамічних властивостей підшипникових опор в залежності від ключових експлуатаційних параметрів (навантаження, швидкість обертання) та конструктивних особливостей (параметри управління, форма канавок), які, на відміну від існуючих моделей, доводять, що:

- для шарикових підшипників жорсткість має ступінчасту залежність від навантаження та швидкості обертання; встановлено, що ця закономірність є наслідком поєднаних фізичних явищ пружно-гідродинамічного змащування та стохастичної зміни кількості тіл кочення в контакті;
- для АМП існує пряма керована залежність між величиною струму зміщення та результуючим спектром критичних швидкостей ротора, що є науковою основою для оптимізації його динамічної поведінки;
- для газових підшипників з обертовими канавками існує немонотонна експериментально підтверджена залежність порогу стійкості руху від швидкості обертання, яка є наслідком відсутності стаціонарного положення рівноваги в такій системі.

- Розвинуто підхід до чисельного моделювання високошвидкісного удару об обертові лопатки вентиляторного ступеня, який, на відміну від існуючих,

комплексно поєднує: уточнену розрахункову модель з трьох лопаток з високоточною дискретизацією; SPH-модель ударного тіла; модель матеріалу лопатки (Джонсона-Кука), що враховує процеси руйнування. Це дозволило вперше з експериментально підтвердженою адекватністю відтворити не лише пластичну деформацію (загин), але й процеси часткового руйнування (відколи) матеріалу лопатки, що було неможливо в рамках відомих методів.

- Вперше встановлено залежність між відсотковою часткою карбїду бору та загальними міцнісними і динамічними властивостями біматеріальної лопатки з ММК, яка дозволяє, на відміну від звичайних сплавів, цілеспрямовано підвищити зносостійкість профілю при збереженні необхідних показників міцності.

- Запропоновано підхід до проектування альтернативних композиційних лопаток зі сталевим хвостовиком та пером з полімерного армованого композиційного матеріалу (ПАКМ). Цей підхід, на відміну від моделювання гомогенних тіл, комплексно поєднує раціональне конструювання пера (зі змінною товщиною та внутрішніми ребрами жорсткості) та адекватні для композитів методи аналізу міцності за критерієм Хашина разом з оцінкою конструкційної стійкості (втрати форми). Це дозволило забезпечити необхідні міцнісні та динамічні характеристики при суттєвому зниженні ваги лопатки.

- Дістали подальшого розвитку:

- методи аналізу динамічної міцності з'єднань лопаток шляхом моделювання взаємопов'язаних чинників: дефектів (зносу) посадкових пазів диска та їх нелінійної контактної взаємодії під дією нестационарних аеродинамічних навантажень (спричинених дефектами прямого апарату), що дозволило встановити фактори, які призводять до багатоциклового втомного руйнування;
- підхід до розрахункового та експериментального обґрунтування міцності нового конічного з'єднання лопатки з переднатягом;
- теоретичні основи методу конденсованих сіток для розв'язання нелінійних динамічних задач анізотропної в'язкопружності композиційних елементів.

Практичне значення отриманих результатів для машинобудівної, енергетичної, авіаційної та аерокосмічної промисловості полягає у створенні узагальненої методики проектування роторів турбомашин, яка реалізована через розроблені автором програмні модулі та верифіковані розрахункові моделі. Цей інструментарій дозволяє на практиці виконувати комплексні розрахунки складених та композиційних елементів з урахуванням взаємопов'язаності динамічних процесів, що надає принципово нові можливості для проектування інноваційних вузлів та вирішення проблем експлуатації існуючих агрегатів без проведення дорогих натурних експериментів на кожному етапі. Запропонована замкнута методика проектування дозволяє інженерам розробляти нові зразки турбомашин, враховуючи уточнені аеродинамічні та міцнісні характеристики, а розроблені конструктивні рішення для підвищення міцності (нові типи з'єднань та лопаток) дають змогу вирішувати проблеми безпечного функціонування без радикальних змін конструкції машини загалом. Створені методи побудови чисельних моделей середовища та ударних тіл, а також методологія підбору

формулювань контактної взаємодії забезпечують високу точність інженерних досліджень та є основою для реалізованого програмного забезпечення.

Нове конічне з'єднання лопаток ротора турбомашини, розроблене за допомогою запропонованих методів, використовується для закріплення цих лопаток у маточині ротора промислового вентилятора, виготовленого компанією-виробником вентиляційного обладнання ТОВ «ІТЦ «Донвентилятор» (м. Харків, Україна), що підтверджується відповідним актом впровадження.

Підхід до моделювання нестационарних аеродинамічних навантажень та нелінійної контактної взаємодії кріплень лопаток регулюючого ступеня ротора парової турбіни став основою при доведенні причин виходу з ладу обладнання на одній з теплових електростанції України, що може бути поширене на інші подібні випадки для неруйнівного аналізу потенційних відмов енергетичного устаткування. Нові методи оцінки динамічних характеристик підшипникових опор роторів турбомашин включені в інженерну практику консалтингової компанії SoftInWay, Inc. (м. Бостон, США) та компанії з виробництва підшипників SKF (м. Гетеборг, Швеція), а створені за цими методами аналітичні, скінченно-різнісні та скінченно-елементні алгоритми є основою окремих модулів інженерного програмного забезпечення компанії ТОВ «Передові цифрові рішення» (м. Харків, Україна), про що свідчать акти впровадження.

Розроблене активне магнітне підвішування ротора промислового вентилятора місцевого провітрювання шахти нівелює проблеми з його функціонуванням в контактних підшипникових опорах та є основою окремих розділів роботи при виконанні гранту НФДУ, а методи визначення механічних властивостей та моделювання механічної поведінки композиційних елементів конструкцій увійшли до окремих розділів звітів про виконання чотирьох держбюджетних НДР МОН України, що відображено у відповідних актах впровадження. Концепція біматеріальних лопаток з алюмінієвими та метал-матричними профілями використовується ТОВ «ІТЦ «Донвентилятор» для розв'язання проблем швидкого абразивного зносу лопаток ротора вентилятора головного провітрювання рудника, що підтверджується актом впровадження.

Методи визначення та числові показники механічних властивостей полімерного армованого композиційного матеріалу, а також методика оцінки міцності та конструкційної стійкості виготовлених з них лопаток можуть застосовуватись у практиці компаній у сфері відновлюваної енергетики.

Особистий внесок здобувача. Усі положення і результати, винесені на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто та опубліковані в роботах, наведених в списку опублікованих праць за темою дисертації. Серед них: обґрунтування планів і програм експериментів, їхня реалізація, особиста участь в обробці результатів. Постановка цілей і задач досліджень, створення теоретичних, чисельних та експериментальних підходів для їхнього вирішення, проведення розрахунків за побудованими моделями, аналіз отриманих результатів та розробка конструктивних рішень для вдосконалення елементів кріплень та аеродинамічних профілів лопаток роторних машин виконувалися особисто здобувачем. Обговорення отриманих результатів та окремі питання з

вдосконалення змісту дисертаційної роботи, зокрема розгляд застосування метал-матричних композитів для вдосконалення механічних властивостей лопаток роторних машин, узгоджувались разом із науковим консультантом.

Апробація результатів дисертації. Положення та результати роботи доповідались на Міжнародних науково-практичних конференціях: «Вдосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2015 р.), «Інноваційні шляхи модернізації базових галузей промисловості, енерго- та ресурсозбереження, охорона навколишнього природного середовища» (м. Харків, 2015 р.), «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, 2018 р.; м. Херсон, 2019 р.), «IEEE International Conference on Intelligent Energy and Power Systems» (м. Харків, 2018 р.), «Космічні технології: сучасне та майбутнє» (м. Дніпро, 2019 р.), «IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems» (м. Кременчук, 2019, 2021, 2022 pp.), «IEEE Problems of Automated Electrodrive. Theory and Practice» (м. Кременчук, 2020 р.), «IEEE KhPI Week on Advanced Technology» (Харків, 2020-2024 pp.), «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2020-2025 pp.), «Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering» (м. Харків, 2020-2024 pp.), «International Conference on Reliable Systems Engineering» (м. Бухарест, Румунія, 2021 р.), ASME Turbo Expo (м. Бостон, США, 2023 р.; м. Лондон, Велика Британія, 2024 р.; м. Мемфіс, США, 2025), «IEEE International Conference on Energy Smart Systems» (м. Київ, 2024 р.).

Публікації. За результатами досліджень опублікована 61 наукова праця, у тому числі: 21 наукова публікація (серед яких 9 одноосібних), що розкривають основний зміст дисертації (з них – 5 статей у закордонних наукових періодичних виданнях, проіндексованих у наукометричних базах даних *Web of Science* та/або *Scopus*, зокрема, у виданнях, віднесених до кuartилів $Q1 - 2$, $Q2 - 2$, $Q3 - 1$; 15 статей у наукових виданнях, включених до Переліку наукових фахових видань України; 1 розділ у колективній монографії, що індексована у наукометричній базі *Scopus*) та 40 наукових публікацій (серед яких 13 одноосібних), які додатково відображають наукові результати дисертації та засвідчують їх апробацію (з них – 27 матеріалів наукових конференцій у закордонних виданнях, проіндексованих у наукометричних базах даних *Web of Science* та/або *Scopus*, зокрема, 1 у виданні, віднесеному до кuartилю $Q2$; 12 матеріалів вітчизняних та закордонних міжнародних науково-технічних та науково-практичних конференцій, конгресів, симпозіумів; 1 стаття у науковому виданні, включеному до Переліку наукових фахових видань України з іншої галузі науки).

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації двома мовами, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 425 сторінок, з них основного тексту 336 сторінок; 189 рисунків по тексту; 33 рисунки на 24 окремих сторінках; 39 таблиць по тексту; 1 таблиця на 3 окремих сторінках; 1 таблиця та 1 рисунок на 1 окремій сторінці; списку використаних джерел з 438 найменувань на 55 сторінках; 2 додатки на 23 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **Вступі** обґрунтовано актуальність проблеми, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, сформульовано мету та завдання, що планується виконати для її досягнення, відокремлено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, охарактеризовано особистий внесок здобувача та надано інформацію про апробацію роботи.

Перший розділ присвячено дослідженню існуючих методів вирішення проблеми визначення міцності композиційних елементів роторів та врахування впливу на неї динамічних чинників різного походження, включаючи динамічні навантаження на конструктивні елементи, а також динаміку роторів в підшипникових опорах різних типів. Проведено літературний огляд, що ілюструє приклади використання композиційних матеріалів у конструкціях роторів турбомашин для вдосконалення їхніх масових та міцнісних параметрів, а також охарактеризовано методи з'єднання композиційних елементів роторів із металевими частинами і металевих складових із металевими, зокрема у місцях кріплення лопаток у маточині. Надано інформацію про отримання значень аеродинамічних навантажень на лопатки роторів шляхом розв'язання рівняння турбулентної течії рідини через проточну частину турбомашини:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0; \\ \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right), \end{cases} \quad (1)$$

де t – змінна часу, [с]; ρ – густина рідини, [кг/м³]; p – тиск рідини, [Па]; μ – динамічна в'язкість рідини, [Па*с]; $\overline{\rho u'_i u'_j} = \tau_{ij}^T$ – компоненти тензору турбулентних напружень Рейнольдса, [Па], визначені за допомогою додавання спеціальної моделі турбулентності до системи рівнянь Рейнольдса.

Обговорено загальні рівняння для визначення конструкційної стійкості та динамічних характеристик композиційних оболонок, а також критерії міцності полімерних армованих композиційних матеріалів, а саме критерії Хоффмана, Цая-Ву, LaRC03 та Хашина, останній з яких має вигляд:

$$f_H = A_1 I_1 + B_1 I_1^2 + A_2 I_2 + B_2 I_2^2 + C_{12} I_1 I_2 + A_3 I_3 + A_4 I_4 < 1, \quad (2)$$

де $A_1, A_2, A_3, A_4, B_1, B_2, C_{12}$ – експериментально визначені коефіцієнти апроксимації поверхні $f_H = 1$, що містить стани, які відповідають відсутності руйнування, тобто при $f_H < 1$; I_1, I_2, I_3, I_4 – інваріанти напруженого стану.

Надано також інформацію про наявні методи чисельно-експериментальних та експериментальних досліджень міцності композиційних зразків, а також з'єднань повнорозмірних складених та композиційних лопаток і встановлено необхідність розробки та теоретичного обґрунтування методу моделювання динамічної поведінки анізотропних (в'язко)пружних елементів роторів.

Також розглянуто постановку задачі динаміки роторів за допомогою

дискретизованого скінченними елементами типу балки Тимошенка матричного рівняння в фіксованій та обертовій системах координат:

$$[M]\{\ddot{w}(t)\} + ([C] + \Omega[G])\{\dot{w}(t)\} + [K]\{w(t)\} = \{F_{ext}\}; \quad (3)$$

$$[M]\{\ddot{w}(t)\} + ([C] + 2\Omega[C_c])\{\dot{w}(t)\} + ([K] - \Omega^2[K_S])\{w(t)\} = \{F_{ext}\},$$

де $\{w(t)\}^T = \{X(t), Y(t)\}^T$ – вектор вузлових переміщень; $[M]$, $[C]$, $[G]$, $[C_c]$, $[K]$, $[K_S]$ – глобальні матриці маси, демпфування, гіроскопічна, коріолісова, жорсткості та обертового розм'якшення відповідно; $\{F_{ext}\}^T = \{F_x, F_y\}^T$ – вектор зовнішніх сил.

Показано, що підшипникові опори, в яких обертається ротор, можуть бути змодельовані в лінійній постановці через додавання їхніх коефіцієнтів жорсткості та демпфування до глобальних матриць жорсткості та демпфування ротора. З огляду на це в розділі проведено літературний огляд наявних підходів до розрахунку динамічних характеристик контактних, зокрема шарикових, та безконтактних, зокрема активних магнітних і газових, підшипників.

Перший розділ демонструє наявний стан вирішення проблеми адекватного відтворення механічної поведінки та визначення міцності металевих, складених та композиційних елементів роторів, моделювання динаміки таких роторів в різних типах підшипникових опор та врахування впливу на це чинників різного характеру.

В той же час було встановлено, що наразі немає єдиного комплексного підходу до аналізу динамічної поведінки та міцності роторів турбомашин, який включав би в себе врахування не окремих явищ такої поведінки, як то динаміка ротора в пружних підшипниках, закріплення та навантаження елементів роторів чи деформування металевих або композиційних лопаток, а комплексний розгляд усіх цих ефектів у поєднанні із висновками щодо міцності та прийнятності динамічних характеристик роторної машини.

Проте в деяких випадках, коли, наприклад, діаметри дисків та зовнішніх кромek лопаток роторів є співставними з діаметром валу, таке розділення вивчення ефектів є абсолютно обґрунтованим, але як буде показано в роботі, для роторів з дисками великих діаметрів, закріплених на достатньо тонкому валі, відкидання взаємопов'язаності динамічних процесів, що відбуваються у підшипникових опорах та навантажених лопатках, поєднаних пружним ротором, не є прийнятним при адекватному описі механічної поведінки такої системи та визначенні міцності її елементів.

Саме тому була запропонована схема (рисунок 1) роботи над подальшими розділами для розробки нового комплексного підходу до моделювання механічної поведінки та міцності роторів турбомашин з урахуванням взаємопов'язаності динамічних процесів, що відбуваються у складених та композиційних елементах роторів з одного боку та у підшипникових опорах з іншого боку.

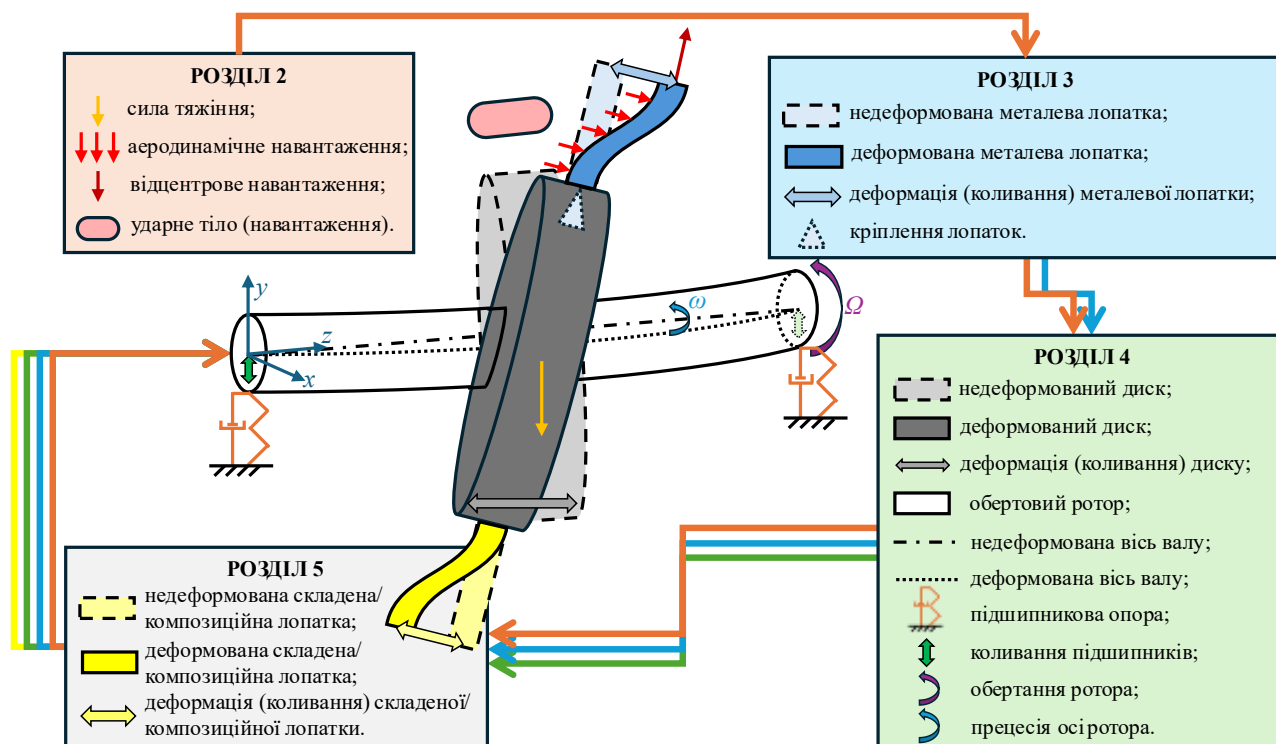


Рисунок 1 – План-схема подальшого дослідження в дисертаційній роботі у вигляді навантаженого обертового пружного ротора в підшипникових опорах

Другий розділ присвячений розробці методів врахування впливу динамічних чинників на міцність елементів роторів та починається з розгляду типової методики проектування ротора турбомашини та його складових частин у вигляді замкненого циклу.

Цей цикл складається з певних етапів проектування, а саме: аналіз технічного завдання; синтез плоских 2D розрізів перспективного профілю; синтез об'ємної 3D форми профілю шляхом компонування 2D перерізів; забезпечення відповідних характеристик тривимірного профілю за допомогою аналізу обчислювальної гідродинаміки (CFD); формування проекту турбомашини на основі прийнятих норм за допомогою моделювання в системі автоматизованого проектування (CAD); скінченно-елементний аналіз міцності та надійності конструкції з використанням автоматизованого проектування (CAE); подальші розробки проектної документації за умови виконання вимог.

Окрім того, в продовження даної теми в роботі розробляються приклади екстенсивного вдосконалення міцнісних характеристик відцентрових та осьових роторів за рахунок змін конструкцій металевих частин на противагу розглянутим в подальшому інтенсивним шляхам використання композиційних матеріалів.

Далі розглянуті математичні моделі інерційних та теплових навантажень на елементи роторів турбомашин, а також пропонується покращена методика визначення аеродинамічних навантажень на рухомі конструктивні елементи від впливу потоку повітря на прикладі обтічника ракети-носія (рисунок 2). З метою визначення значень пульсацій тиску в роботі запропонована методика побудови скінченно-об'ємної моделі вісесиметричного об'єму повітря навколо обтічника ракети зі змінною густиною скінченних об'ємів.

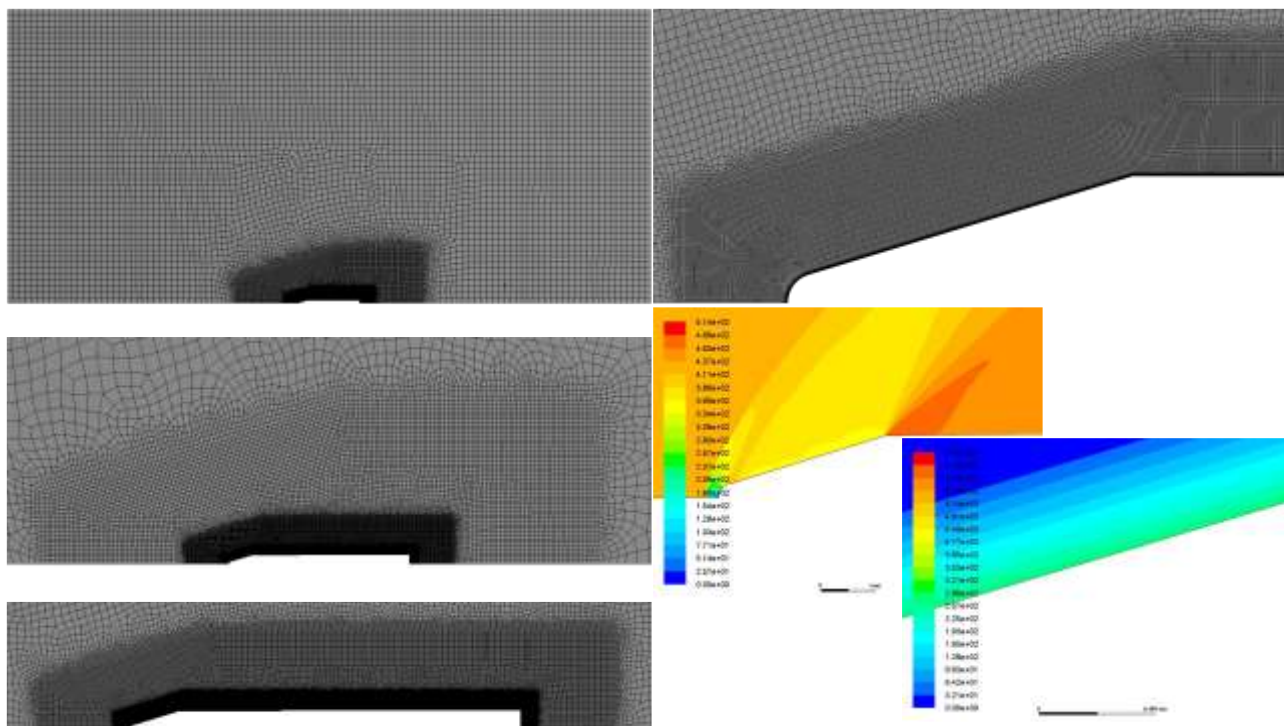


Рисунок 2 – Ілюстрація методики послідовного згущення сітки скінченних об'ємів повітря

Суттєве здрібнення товщини скінченних об'ємів біля поверхні обтічника дозволяє задати розміри пристінного шару, необхідні для точного розрахунку швидкостей та напружень зсуву.

Таким чином створюється метод для більш точного визначення статичних та стаціонарних аеродинамічних навантажень на конструктивні елементи. Для розширення методики на випадок нестационарних навантажень розглядається прикладна задача встановлення причин руйнування пакету робочих лопаток регулюючого ступеня (рисунок 3) відсіку високого тиску парової турбіни однієї з теплових електростанцій, що діють в Україні.

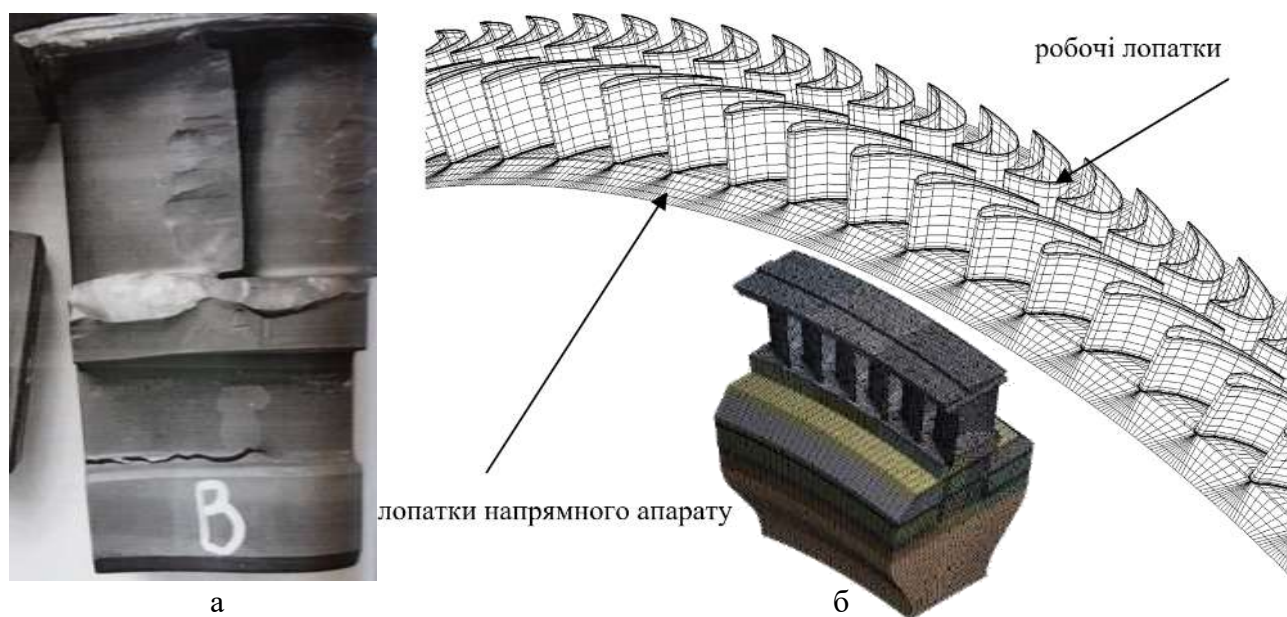


Рисунок 3 – Зруйнований пакет лопаток ротора (а) та модель проточної частини і кріплень пакету лопаток (б) регулюючого ступеня парової турбіни

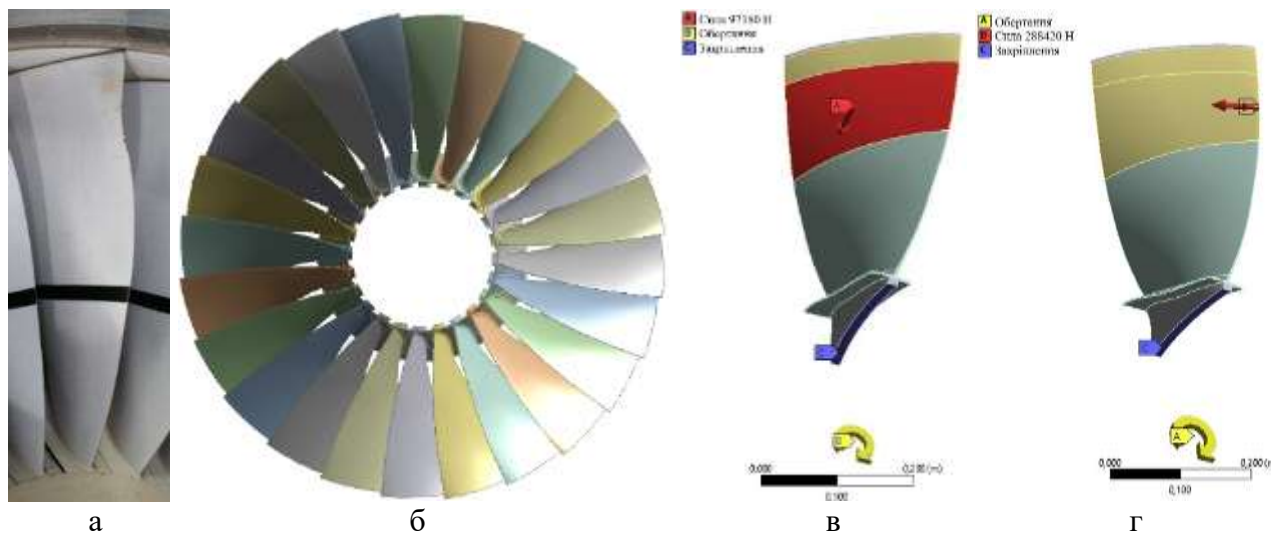
За результатами розрахунку течії пари на основі методики визначалися нестационарні поля тисків, що діють на робочі лопатки регулюючого ступеня відсіку високого тиску парової турбіни.

Отримані поля тисків перераховуються в періодичні зосереджені сили, прикладені відповідно до принципу Сен-Венана до центрів ваги аеродинамічних профілів пакетів робочих лопаток, скінченно-елементні моделі яких показані на рисунку 3.

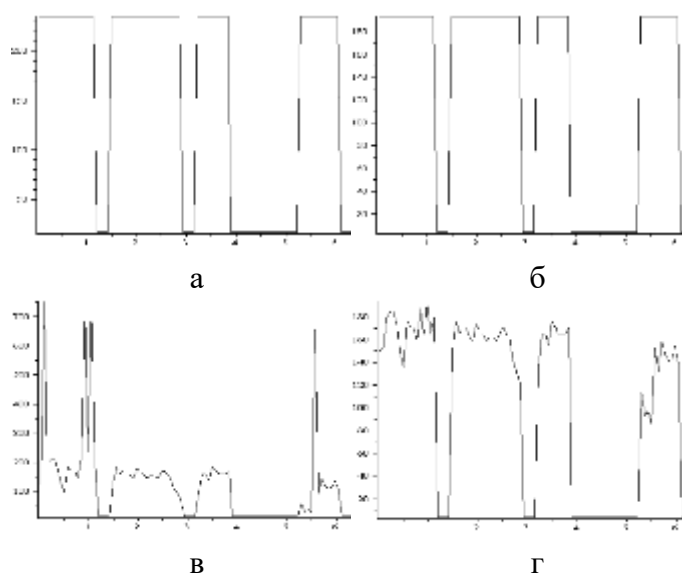
Вони розкладались на три проекції для ідеального та пошкодженого напрямних апаратів (рисунку 4), де F_A – осьова сила, лінія дії якої паралельна осі обертання ротора турбіни; F_C – окружна сила; F_R – радіальна сила, які представлялись у вигляді рядів Фур'є відносно частоти обертання турбіни Ω :

$$F_{A,C,R} = \sum_{i=0}^N F_{A,C,R}^{(i)} \sin(i\Omega t + \varphi_{A,C,R}^{(i)}). \quad (4)$$

В продовження розгляду моделей навантажень на лопатки ротора була розглянута задача про удар птахів об лопатки вентилятора турбовентиляторного двигуна (ТВД), фотографії та моделі яких показані на рисунку 5. Запропоновані квазістатичний, неявний та явний динамічні підходи до моделювання напружено-деформованого стану (НДС) лопаток при потраплянні в них птахів.



Рисунку 5 – Деформована після експерименту лопатка (а), модель вінця лопаток (б) та навантажені розподіленою (в) та зосередженою (г) силами лопатки вентилятора ТВД



Рисунку 4 – Залежність осьових (а, в) та окружних (б, г) проекцій зосереджених сили, [Н] від кута повороту турбіни, [рад] для випадків ідеального та пошкодженого напрямних апаратів

Квазістатичний підхід передбачав перерахування імпульсу маси від птаха, що летить із певною швидкістю, в імпульс сили, що діє на проміжку часу, який відповідає тривалості прольоту птаха через проточну частину вентилятора. В результаті даного перерахунку отримане значення сили статично задавалось за допомогою розрахункових моделей (рисунок 5, в, г) для отримання квазістатичних розподілів характеристик НДС (рисунок 6).

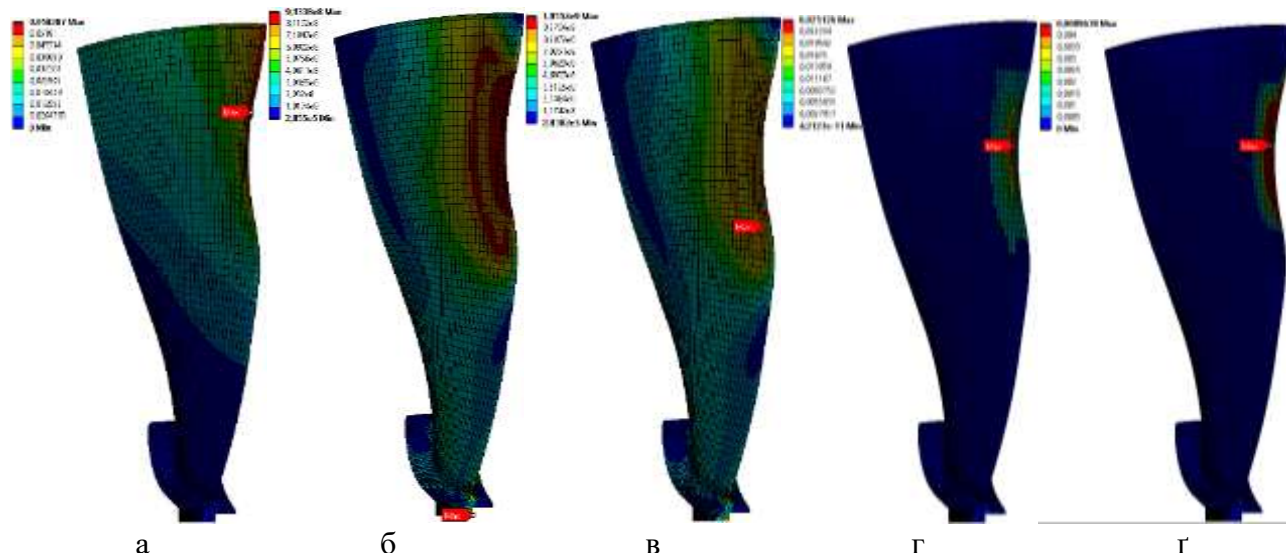


Рисунок 6 – Розподіл переміщень, [м] (а), усереднених напружень, [Па] (б), неусереднених напружень, [Па] (в), скінченно-елементної похибки, [Дж] (г) та пластичних деформацій, [-] (д) для навантаження лопатки зосередженою силою

У випадку неявної динамічної постановки таке значення сили ударно прикладалось на відповідному проміжку часу, дозволяючи отримати значення змінних напружень (рисунок 7). У явній динамічній постановці модель поодинокій лопатки була закріплена



Рисунок 7 – Графік залежності еквівалентних напружень, [Па] в точці їхніх максимальних значень від часу, [с]

на абсолютно жорсткому диску, що обертався із заданою швидкістю, створюючи переднапружений стан в лопатці від відцентрової сили.

На другому етапі лопатка навантажувалась розподіленою силою за аналогією квазістатичної постановки, дозволивши порівняти результати явного динамічного та квазістатичного аналізів (рисунок 8) та провести верифікацію моделі динамічної поведінки лопатки вентилятора ТВД.

В подальшому модель поодинокій лопатки, що обертається на абсолютно жорсткому диску, була розширена до повного вінця лопаток.

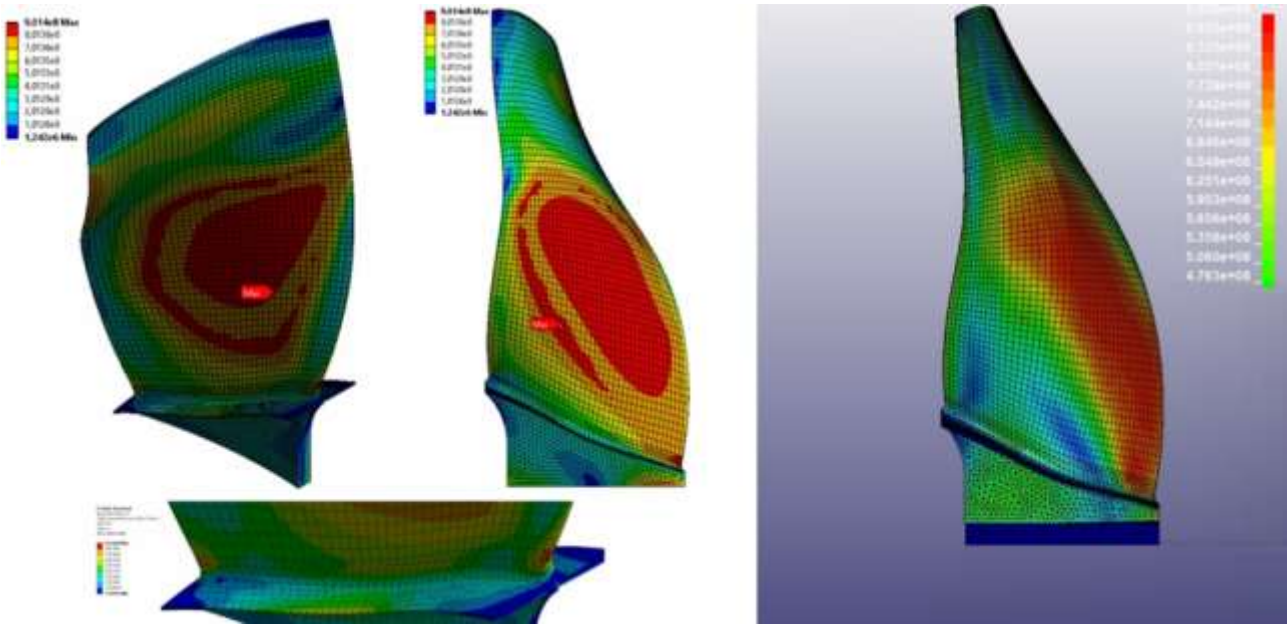


Рисунок 8 – Порівняння еквівалентних напружень, [Па] для квазістатичної (зліва) та динамічної (справа) моделей

Еквівалентна сила була замінена моделями одного великого птаха та чотирьох птахів середнього розміру, змодельованих у формі циліндрів зі сферичними торцями (рисунок 9) та дискретизованих за методом гідродинаміки згладжених часток (SPH). У даному розділі у якості матеріалу птахів приймалась суміш води (90%) та повітря (10%), що дозволило з початковою точністю відтворити основні процеси, що відбуваються в проточній частині вентилятора ТВД при потраплянні птахів (рисунок 10).

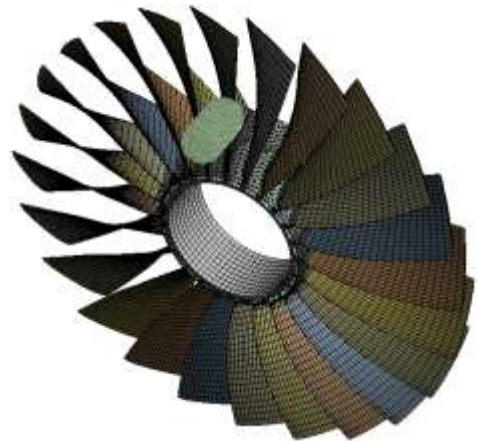


Рисунок 9 – Розрахункова модель вінця лопаток вентилятора ТВД

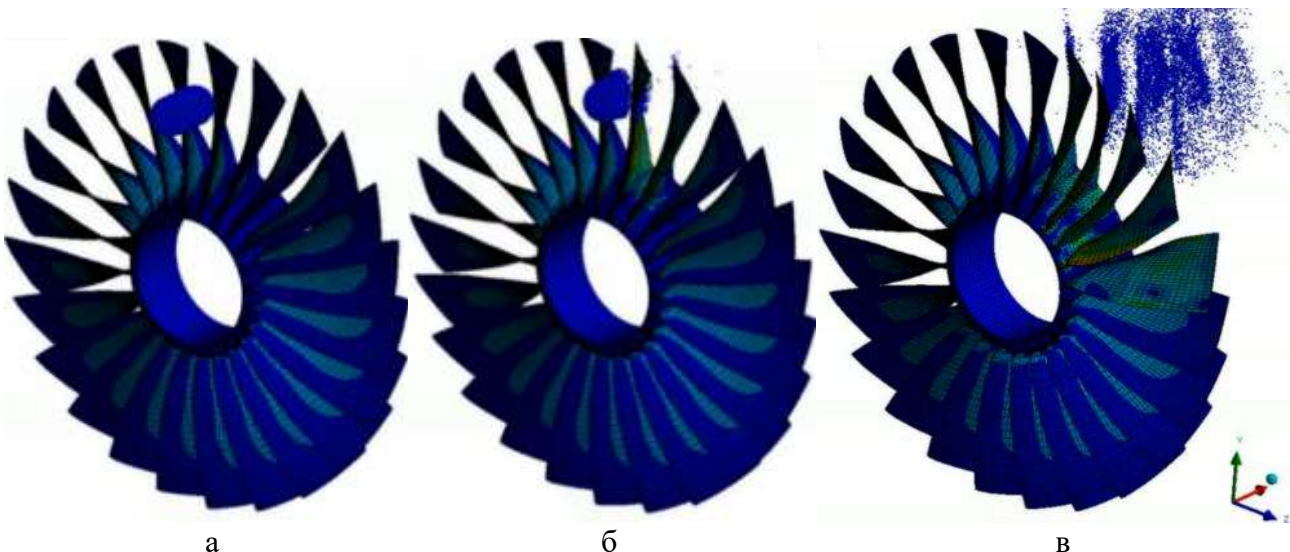


Рисунок 10 – Моделювання процесу потрапляння одного великого птаха в проточну частину вентилятора ТВД в різні моменти часу: а – до удару; б – під час удару; в – після удару

Така постановка задачі дозволила точно відтворити залишкові ефективні пластичні деформації вхідних кромek лопаток після потрапляння в них птахів (рисунок 11), при цьому локалізація деформацій співпадає з експериментом (рисунок 5, а), що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі.

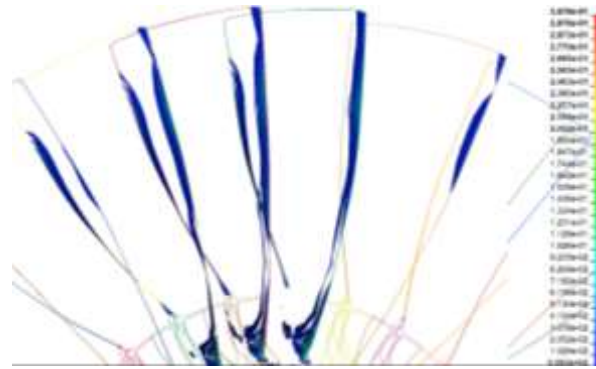


Рисунок 11– Розподіл ефективних пластичних деформацій, [-] в лопатках вентилятора ТВД

Третій розділ присвячений розробці руйнівних та неруйнівних методів експериментальних та розрахункових досліджень міцності контактуючих елементів роторів під дією постійних, змінних та ударних навантажень. Розглянута у попередньому розділі модель удару птахів об лопатки вентилятора турбовентиляторного двигуна вдосконалюється за рахунок підбору більш адекватних моделей титанового сплаву лопаток та матеріалу птахів.

Для опису поведінки титанового сплаву Ti-6Al-4V використовувалася модель пластичності і руйнування Джонсона-Кука, що враховує деформаційне зміцнення із залежністю напружень від швидкості деформацій:

$$\sigma = (A + B\bar{\varepsilon}^p)(1 + C \ln \dot{\varepsilon}^*)(1 - (T^*)^m), \quad T^* = (T - T_0)/(T_m - T_0), \quad (5)$$

де $\bar{\varepsilon}^p$ – ефективна пластична деформація; $\dot{\varepsilon}^* = \dot{\varepsilon}^p/\dot{\varepsilon}_0$ – ефективна швидкість пластичної деформації; $\dot{\varepsilon}_0 = 1 \text{ с}^{-1}$; A, B, n, C, m – константи, що визначаються на основі експериментальних досліджень; T_0, T_m – температура оточуючого середовища та температура плавлення матеріалу.

В повній постановці процес руйнування визначається співвідношенням:

$$\varepsilon^f = (D_1 + D_2 \exp(D_3 \sigma^*))(1 + D_4 \ln \dot{\varepsilon}^*)(1 + D_5 T^*), \quad (6)$$

де D_i ($i = 1, \dots, 5$) – параметри матеріалу; σ^* – коефіцієнт напруженого стану.

Модель руйнування описує історію пошкодження кожного елемента за допомогою параметра пошкодження $D = \sum \frac{\Delta \varepsilon^p}{\varepsilon^f}$, де $D \geq 1$ – руйнування. В повній постановці модель Джонсона-Кука доповнюється рівнянням стану Грюнайзена:

$$p = \frac{\rho c^2 \mu_r (1 + (1 - \frac{\gamma_0}{2}) \mu_r - \frac{a}{2} \mu_r^2)}{1 - (S_1 - 1) - S_2 \frac{\mu_r^2}{\mu_{r+1}} - S_3 \frac{\mu_r^3}{\mu_{r+1}}} + (\gamma_0 + a \mu_r) E, \quad (7)$$

де ρ – густина матеріалу; E – модуль пружності матеріалу; c – відрізок кривої швидкостей; μ_r – об'ємний параметр або відносна густина; γ_0 – коефіцієнт Грюнайзена; a – коефіцієнт корекції об'єму; $S_{1,2,3}$ – коефіцієнти нахилу.

Як перша і друга моделі титанового сплаву лопаток вентилятора ТВД

(набори TC1 і TC2 відповідно) використовувалася спрощена модель Джонсона-Кука без рівняння стану (таблиця 1). В повній постановці моделі Джонсона-Кука для матеріалу TC3 до усіх параметрів, зазначених в останньому рядку в таблиці 1, приєднуються додаткові параметри, представлені в таблиці 2.

Таблиця 1 – Параметри моделей Джонсона-Кука для титанового сплаву

Модель	E , [ГПа]	ρ , [кг/м ³]	ν , [-]	A , [ГПа]	B , [ГПа]	n	C	$\dot{\epsilon}_0$
TC1	122.625	4430	0.3	0.920	0.380	0.578	0.0420	1
TC2,3	109.200	4420	0.3	1.098	1.092	0.930	0.0141	1

Таблиця 2 – Параметри повної моделі Джонсона-Кука для титанового сплаву

Модель	G , [ГПа]	m , [-]	T_m , [К]	C_p , [Дж·кг/К]	
TC3	42	1.1	1878	580	
Модель	D_1 , [-]	D_2 , [-]	D_3 , [-]	D_4 , [-]	D_5 , [-]
TC3	-0.09	0.25	-0.5	0.014	3.87
Модель	c , [м/с]	S_1 , [-]	S_2, S_3 , [-]	γ_0 , [-]	a , [-]
TC3	5130	1.028	0	1.23	0.17

Для першої моделі птаха П1 як моделюючий матеріал, що володіє низькою міцністю, був використаний Null-матеріал. Він має наступну залежність для тензора напружень рідини, що рухається (δ_{ij} – символ Кронекера;):

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + 2\mu\dot{\epsilon}_{ij}, \quad (8)$$

де p – тиск; μ – динамічна в'язкість; $\dot{\epsilon}_{ij}$ – девіатор швидкостей деформації.

Рівняння стану в даному випадку задане за допомогою лінійного полінома:

$$p = C_0 + C_1\mu_r + C_2\mu_r^2 + C_3\mu_r^3 + \dots, \quad (9)$$

де C_0, C_1, C_2, C_3 – коефіцієнти полінома; μ_r – об'ємний параметр.

Для уточненого моделювання птахів застосовувалися інші моделі. Як моделюючий матеріал П2 був використаний пружнопластичний гідродинамічний матеріал і рівняння стану Мурнагана:

$$\sigma_T = \sigma_{T0} + E_H \bar{\epsilon}^p + (a_1 + pa_2) \max[p, 0]; \quad p = p_0 + B \left(\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma - 1 \right), \quad (10)$$

де E_H – модуль пластичного зміцнення, що визначається через модуль пружності та дотичний модуль або модуль зміцнення E_T ; p_0 – еталонний тиск; B, γ – параметри матеріалу, які необхідно визначити експериментально.

Параметри Null-матеріалу та поліноміального рівняння стану для моделі П1, а також пружнопластичної гідродинамічної моделі матеріалу та рівняння стану Мурнагана для моделі П2 наведені у таблиці 3. Результати моделювання, відповідні параметрам та моделям матеріалів TC1 та П1, наведені в попередньому розділі на рисунках 10-11. Результати для моделей TC2 та П2 (рисунок 12, а) засвідчили все ще недостатню адекватність деформованій формі лопатки ТВД, отриманій у експериментальному дослідженні.

Таблиця 3 – Параметри моделей та рівнянь стану для моделей великого птаха

Модель	ρ , [кг/м ³]	μ , [-]	$C_{0,4,5,6}$, [МПа]	C_1 , [МПа]	C_2 , [МПа]
П1	942	-0.09	0	28	-85
Модель	ρ , [кг/м ³]	G , [ГПа]	σ_{T0} , [кПа]	E_H , [кПа]	B , [ГПа]
П2	942	2.07	20	1	0.128

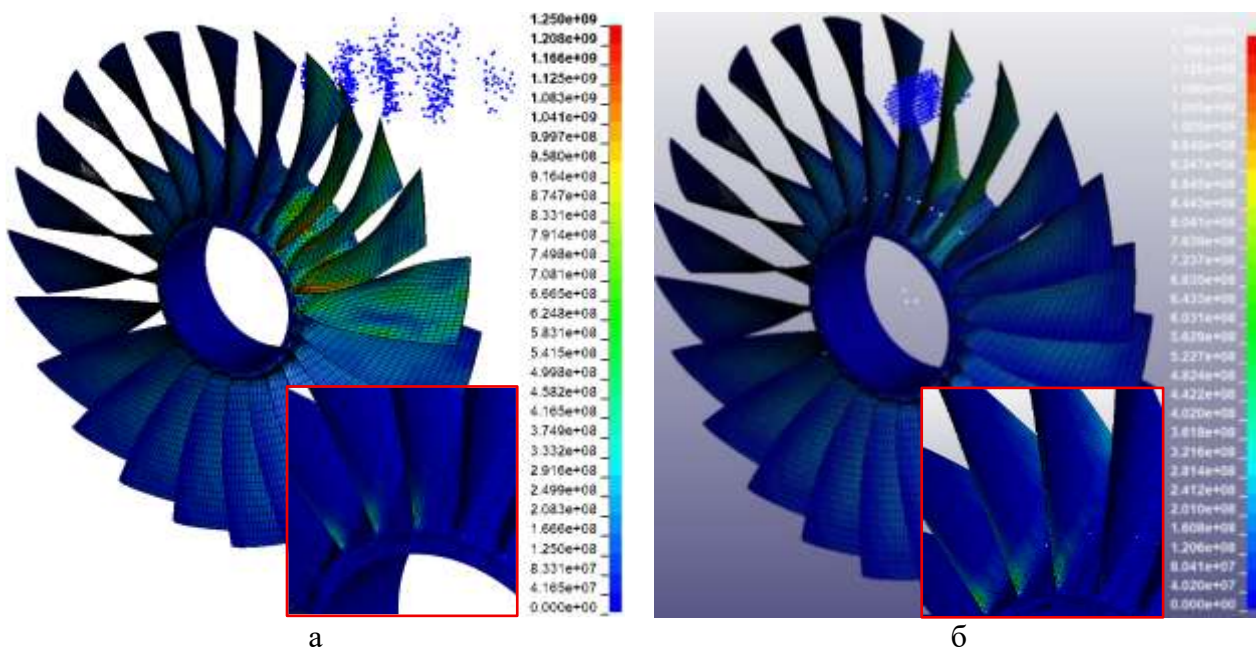


Рисунок 12 – Розподіл еквівалентних напружень, [Па] (а) та ефективних пластичних деформацій, [-] (б) для моделей матеріалів ТС2 та П2 (а) та ТС3 та П2 (б)

Результати для моделей ТС3 та П2 (рисунок 12, б) демонструють найкращу збіжність з експериментом.

Цей факт спонукає до переходу до більш детальної скінченно-елементної моделі трьох лопаток, які приймають на себе удар від птаха при обертанні вентилятора ТВД, для отримання найбільш точних результатів (рисунок 13), які є повністю співставними з деформованою формою та локальними руйнуваннями за результатами експериментальних досліджень (рисунок 5, а) та підтверджують адекватність розроблених моделей удару птахів об лопатки вентилятора ТВД.

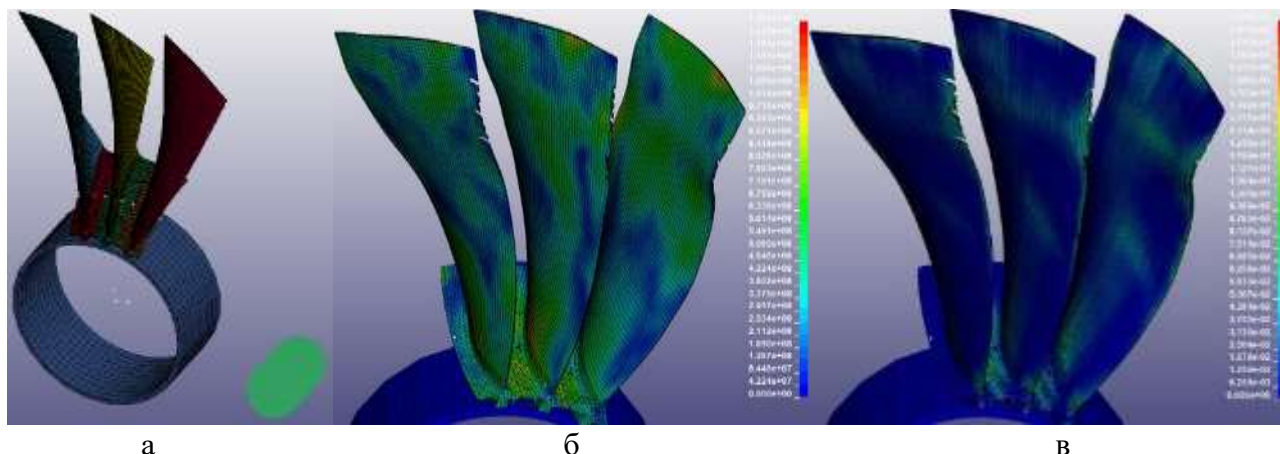


Рисунок 13 – Уточнена розрахункова модель (а), розподіл еквівалентних напружень, [Па] (б) та ефективних пластичних деформацій, [-] (в) для моделей матеріалів ТС3 та П2

З метою розширення моделей матеріалу на випадок анізотропних елементів раніше запропонований метод накладених сіток, застосовний до квазістатичних задач анізотропної в'язкопружності, був узагальнений до методу конденсованих сіток для розв'язання динамічних задач теорії анізотропної в'язкопружності та обґрунтований теоретично через розгляд сум потенціальних енергій кожної з конденсованих сіток як потенціальної енергії деформацій в'язкопружного тіла:

$$W = \int_V \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{D}^T \int_0^t \mathbf{C}(t - \xi) \mathbf{D} \frac{d}{d\xi} \mathbf{u} dV - \int_V \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{u}} dV - \int_V \mathbf{u}^T \mathbf{B} \dot{\mathbf{u}} dV - \int_V \mathbf{f}^T \mathbf{u} dV - \int_{S_u} \mathbf{p}^T \mathbf{u} dS, \quad (11)$$

де V – об'єм, що займається (в'язко)пружним тілом; S_u – частина зовнішньої поверхні тіла, на якій відсутні деформації; \mathbf{f} – вектор об'ємних навантажень; \mathbf{p} – вектор поверхневих навантажень; \mathbf{D} – матриця диференціальних операторів із коефіцієнтами, що забезпечують виконання співвідношень Коши; \mathbf{C} – матриця коефіцієнтів (в'язко)пружності; $\mathbf{M} = \rho \mathbf{I}$ – матриця густини; $\mathbf{B} = b \mathbf{I}$ – матриця дисипації; \mathbf{I} – одинична матриця; ρ – густина; b – коефіцієнт дисипації; \mathbf{u} – вектор переміщень; $\dot{\mathbf{u}}$ – вектор швидкостей; $\ddot{\mathbf{u}}$ – вектор прискорень.

Далі розглядається важливість коректного підбору лінійних та нелінійних формулювань контактів між твердими тілами, що деформуються, та їхній вплив на адекватність моделювання механічної поведінки конструкції. Такий розгляд виконаний на прикладі розв'язання задачі чисельних симуляцій для визначення навантажень розриву переднатягнутої модельної збірки із притисками та закріплювальними стрічками (рисунок 14) при функціонуванні та безпечному транспортуванні зібраної конструкції з метою забезпечення її цілісності.

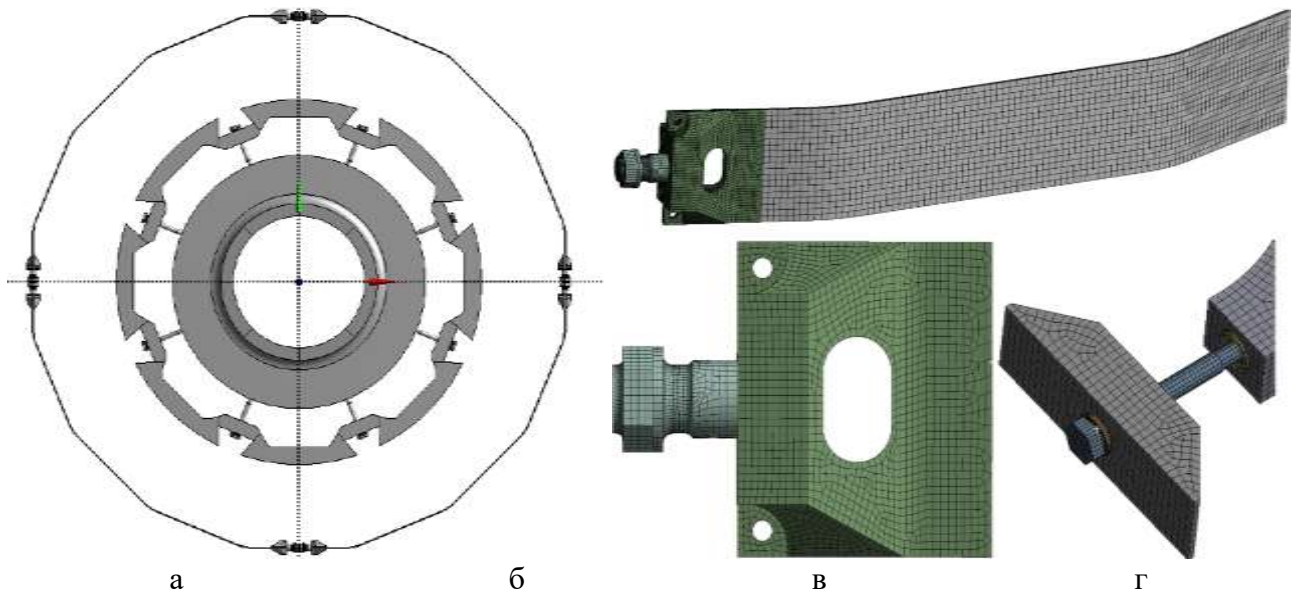


Рисунок 14 – Геометрична (а) та скінченно-елементна (б) моделі зтяжок модельної конструкції

З метою побудови розрахункових моделей конструкції були використані різні чисельні формулювання контактної взаємодії (рисунок 15, а) між твердими тілами, що деформуються. Геометрична конфігурація конструкції у початковому або деформованому стані може призводити до певних статусів контактів (рисунок 15, б), які впливають на взаємодію елементів такої конструкції.

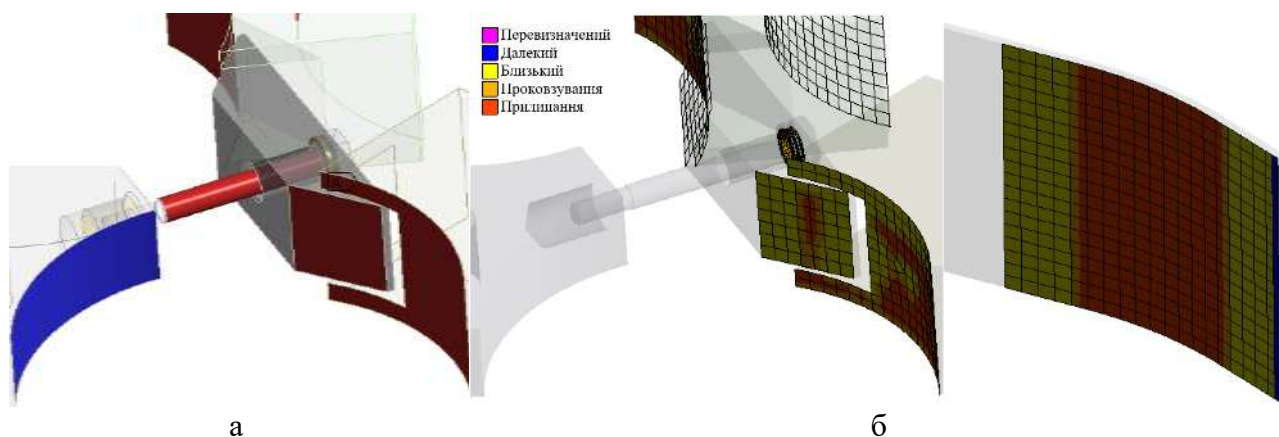


Рисунок 15 – Контактні поверхні (а) та статус контактів (б) при зтяжці притисків та стрічок

Попередньо моделюються ефекти деформування конструкції від переднатягу болтових з'єднань, і під час прикладення внутрішнього навантаження на закріплювані елементи відбувається відкриття контактів, які до цього були дотичними за рахунок зтяжки, із ще більшою деформацією болтів, шпильок, притисків та стрічок, які можна побачити на рисунку 16.

Розроблені підходи до обрання раціонального набору моделей контактів дозволяють створити нову конструкцію кінцевого з'єднання лопатки ротора турбомашини на основі експериментально перевірених розрахунків (рисунок 17), а також змодельовати відмінності у динамічному відгуку пакету лопаток регулюючого ступеня парової турбіни (рисунок '18) для конструкції диску без та з дефектами посадочних місць з метою визначення причин руйнування лопаток під дією аеродинамічних навантажень від вихідного та пошкодженого напрямних апаратів.

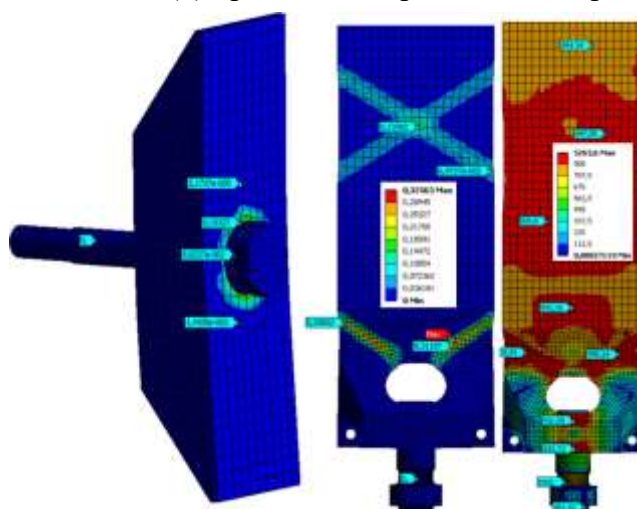


Рисунок 16 – Пластичні деформації, [-] та еквівалентні напруження, [МПа] в кріпленнях модельної конструкції при її функціонуванні

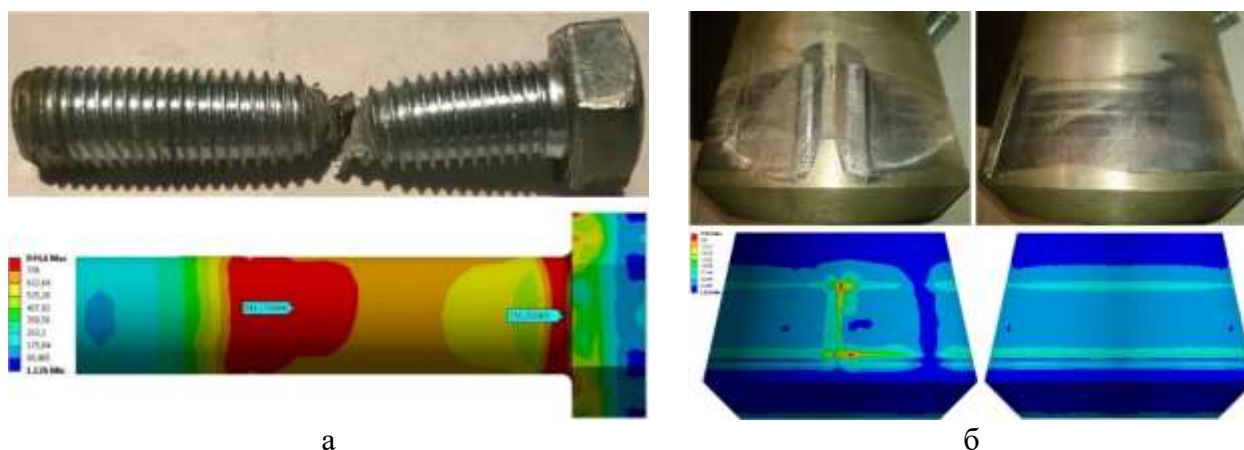


Рисунок 17 – Зразки та розрахунковий напружений стан болта (а) та кінцевого хвостовика (б) лопатки ротора турбомашини при досягненні руйнівних навантажень на з'єднання

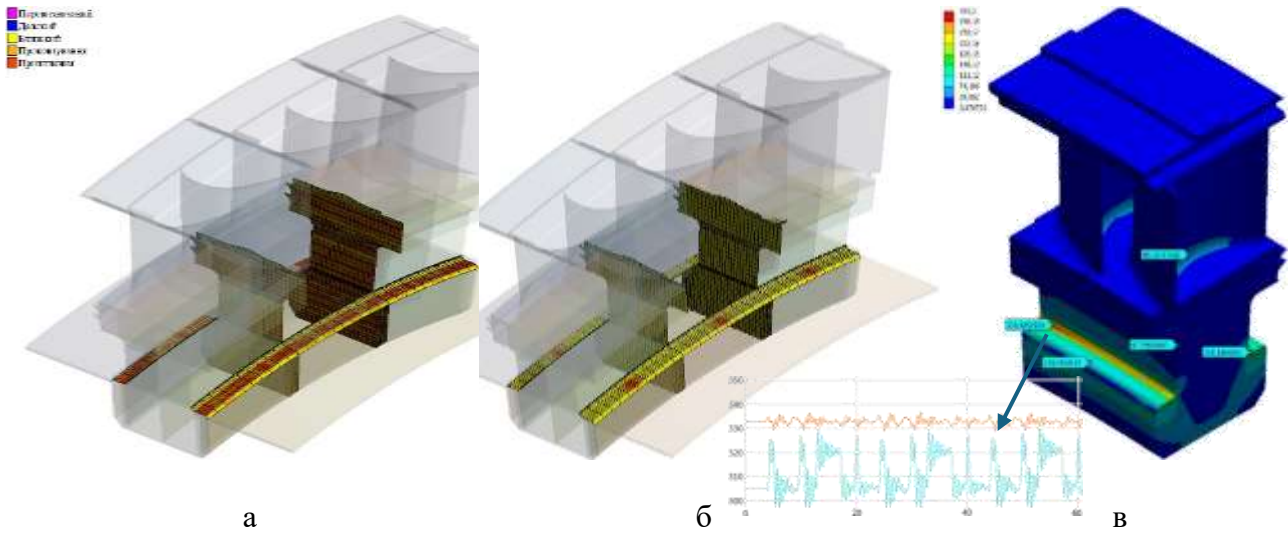


Рисунок 18 – Статус контактних взаємодій для вихідної конструкції диску парової турбіни (а) та для конструкції диска з дефектами посадочних місць (б) до прикладення навантаження, а також еквівалентні за Мізесом напруження, [МПа] в залежності (в) для ідеальної конструкції напрямного апарату та посадочних місць диску

Четвертий розділ розробляє математичні моделі контактних та безконтактних підшипникових опор у вигляді їхніх динамічних коефіцієнтів з метою врахування їхнього впливу на взаємопов'язаність динамічних процесів, що відбуваються в обертовому роторі.

Для шарикових підшипників (ШП) з урахуванням пружності змащувальної плівки за методом пружно-гідродинамічного змащування (elastohydrodynamic lubrication, EHL) жорсткість одного тіла кочення k знаходиться за розробленою математичною моделлю:

$$\begin{aligned}
 a &= \left(\frac{6R\kappa\varepsilon}{E'\pi} \right)^{1/3} f^{1/3}; \quad \kappa = \frac{a}{b} < 1; \quad c = \Delta \frac{\mathcal{K}\kappa^{2/3}}{\varepsilon^{1/3}} \left(\frac{3}{\sqrt{2RE'\pi}} \right)^{2/3} f^{2/3}; \\
 f &= \frac{\varepsilon^{1/2}}{\mathcal{K}^{3/2}\kappa} \left(\frac{\sqrt{2RE'\pi}}{3} \right) c^{3/2}; \quad \Delta(N, L) = 1 - p(L)N^{q(L)}; \quad N = \sqrt{\frac{R_x}{R_y}} M; \\
 p(L) &= ((4 - 0.2L)^7 + (3.5 + 0.1L)^7)^{1/7}; \quad q(L) = - \left(0.6 + 0.6(L + 3)^{-1/2} \right); \\
 k &= \frac{df}{dc} = \frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon^{1/2}}{\mathcal{K}^{3/2}\kappa} E' \sqrt{2R} c^{1/2},
 \end{aligned} \tag{12}$$

де $R = 1/(1/R_x + 1/R_y)$ – повний приведений радіус; $R_x = 1/(1/R_{x1} + 1/R_{x2})$ – приведений радіус двох тіл в контакті у напрямку x ; $R_y = 1/(1/R_{y1} + 1/R_{y2})$ – приведений радіус двох тіл в контакті у напрямку y ; E' – приведений модуль пружності; κ – параметр еліптичності; f – сила у тілі кочення; c – деформація тіла кочення з поправкою на вплив оливи Δ ; L та M – безрозмірні параметри Моеса, що описують фізичні та геометричні параметри підшипника, а також відносну швидкість контактуючих елементів, залежну від швидкості обертання ротора.

Для газових підшипників динамічні коефіцієнти K_{jk} , C_{jk} отримуються за методом збурень на основі дискретизованого за методом скінченних різниць рівняння Рейнольдса для газової плівки з урахуванням рівняння стану (РС) реального газу Редліха-Квонга-Анг'є (РКА):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{\rho} H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{\rho} H^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{R \partial \theta} + \sigma \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial \tau}; \\ P = \frac{1}{p_a} \left(\frac{\bar{R} T}{v-b+c} - \frac{a}{v(v+b)T_R^n} \right); \\ a = 0.42747 * \bar{R}^2 T_c^2 / p_c; \\ b = 0.08664 * \bar{R} T_c p_c; \\ c = \bar{R} T_c / (p_c + a p_c / (1/\rho_c + b)) + b - 1/\rho_c; \\ n = 0.4986 + 1.1735 * w + 0.4754 * w^2; \\ v = \rho^* / \bar{\rho}. \end{array} \right. \quad (13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H \approx H_0 + \varepsilon H_1 e^{i\tau}; \\ P \approx P_0 + \varepsilon P_1 e^{i\tau}; \quad K_{jk} = \frac{\operatorname{Re}(\iint P_{1j} dz d\theta)}{\varepsilon_k}; \quad C_{jk} = \frac{\operatorname{Im}(\iint P_{1j} dz d\theta)}{\sigma \varepsilon_k}; \\ \bar{\rho} \approx \bar{\rho}_0 + \varepsilon \bar{\rho}_1 e^{i\tau}. \end{array} \right.$$

де $Z = z/L$ – безрозмірна осьова координата; $\tau = \omega t$ – безрозмірний час; $H = h/C$ – безрозмірна товщина газової плівки; $P = p/p_a$ – безрозмірний тиск; $\alpha = (R/L)^2$; $\Lambda = 6\mu\Omega R^2/(p_a C^2)$; $\sigma = 12\mu\omega R^2/p_a C^2$; L – довжина підшипника; C – радіальний зазор підшипника; ω – частота збудження при прецесії ротора; p_a – тиск навколишнього середовища; a, b, c, n – газові постійні та показник РС РКА; w – ацентричний коефіцієнт; $T_R = T/T_c$ – безрозмірна температура; T_c, p_c, ρ_c – температура, тиск та густина у критичній точці; ρ^* – еталонна густина, розрахована для тиску навколишнього середовища та температури на вході (рівної температури плівки газу підшипника, яка є постійною у випадку ізотермічного постановки); $H_0, P_0, \rho_0, H_1, P_1, \rho_1$ – параметри незбуреного стану та множники лінійних членів відповідно; ε – збурення; $j, k = x, y$; i – уявна одиниця.

Для активних магнітних підшипників (АМП) динамічні коефіцієнти $k_{\text{АМП}}$, $c_{\text{АМП}}$ визначаються з припущенням спільно розміщених сенсорів та актуаторів через загальну передатну функцію на основі моделей передатних функцій затримки, фільтра, датчика переміщень (сенсора руху), посилювача та пропорційно-інтегрально-похідного закону (PID) управління одним входом та одним виходом (SISO) $G(s) = G_{\text{delay}}(s) G_{aa}(s) G_{\text{sense}}(s) G_{\text{amp}}(s) G_{\text{PID}}(s)$ у частотному діапазоні через перетворення Лапласа $\mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{+\infty} e^{-st} f(t) dt$:

$$i_b = \sqrt{\frac{s_0^3 k_t}{\mu_0 N^2 A \cos \theta (1 + \cos \theta)}}; \quad k_i = \frac{\mu_0 N^2 A \cos \theta i_b}{s_0^2}; \quad k_{\text{АМП}} = -k_s + k_i * \Re(G(i\Omega)); \quad (14)$$

$$k_s = -k_i \frac{i_b}{s_0} \cos \theta; \quad c_{\text{АМП}} = k_i * \frac{\Im(G(i\Omega))}{\Omega},$$

де k_i та k_s – коефіцієнт підсилення та номінальна жорсткість актуатора відповідно; $\mu_0 = 4\pi * 10^{-7}$ Гн/м – магнітна проникність вакууму; N – кількість витків котушок на магніті; A – площа поперечного перерізу полюса; θ – половина кута між двома полюсами; i_b – струм зміщення; s_0 – номінальний повітряний зазор; k_t – цільове значення жорсткості активного магнітного підшипника.

Розроблений розрахунок коефіцієнтів жорсткості шарикових підшипників проходить перевірку за допомогою моделювання сухого контакту через запропоновану методику із нульовими параметрами змащувальної плівки та за

допомогою методу скінченних елементів (МСЕ), що свідчить про співпадіння результатів (рисунок 19).

При цьому перевагою нової методики є можливість врахування ненульових параметрів змащувальної плівки, що є надзвичайно складною для реалізації за МСЕ задачею. В подальшому вона застосовується для визначення залежних від радіального навантаження і швидкості обертання коефіцієнтів жорсткості шарикових підшипників ротора промислового осевого вентилятора допоміжного провітрювання шахти (рисунок 20).

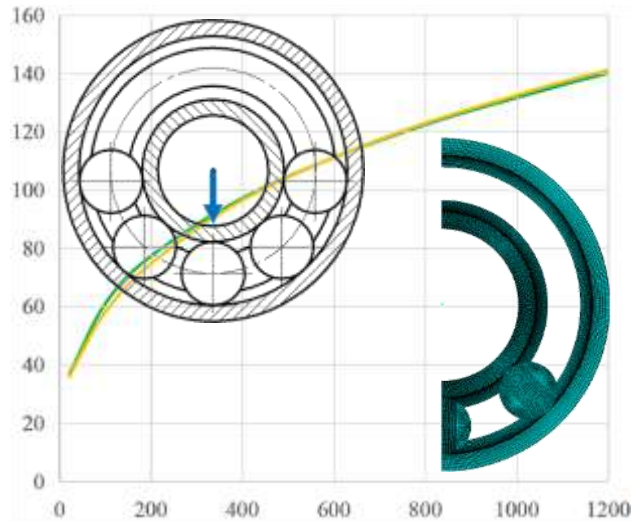


Рисунок 19 – Графік залежності коефіцієнта жорсткості ШП, [МН/м] від радіальної сили, [Н] для верифікації ЕНЛ розрахунку ШП

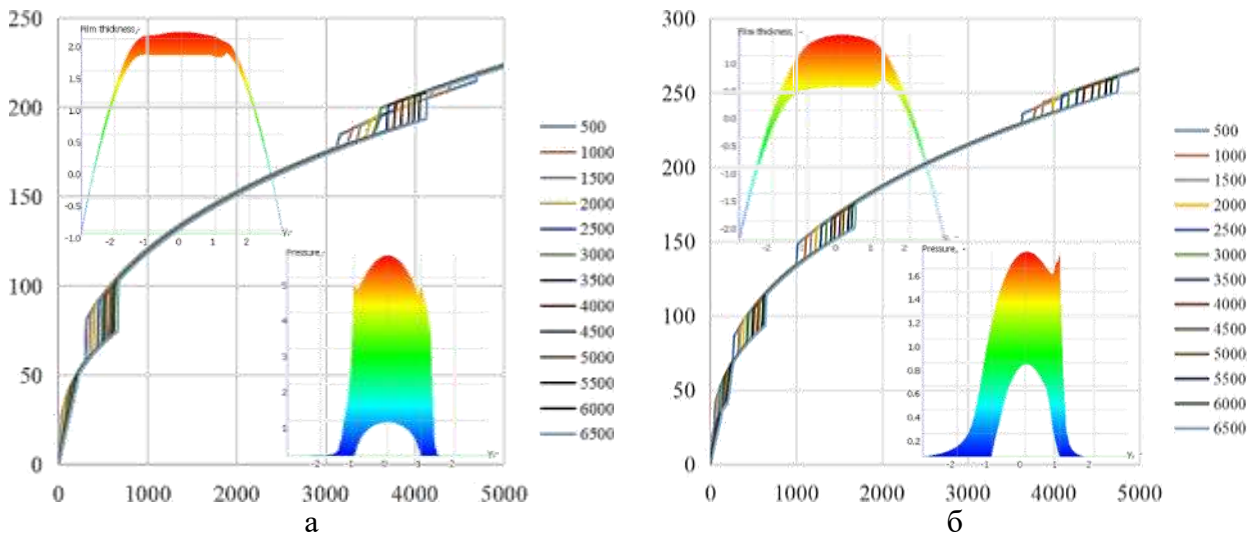


Рисунок 20 – Графіки залежності коефіцієнтів жорсткості, [МН/м] переднього шарикового підшипника SKF 6311-2Z C3 (а) та заднього шарикового підшипника SKF 6014-2Z C3 (б) промислового вентилятора допоміжного провітрювання шахти від радіальної сили, [Н], побудовані за допомогою методу ЕНЛ для різних швидкостей обертання ротора, [об/хв]

У якості альтернативи опор ротора допоміжного вентилятора з метою вирішення проблем його ефективного функціонування в ШП розглядаються АМП з підібраними параметрами, зокрема оптимальним значенням току зміщення, що забезпечує безпечну нерезонансну роботу вентилятора.

Розрахунок залежних від швидкості обертання (ШО) динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування АМП (рисунок 21, а) для ротора допоміжного вентилятора відбувається за формулами (14) та дозволяє визначити їх відповідність певним значенням току зміщення, які відповідають критичним швидкостям (КШ) прямої (ПП) та зворотної (ЗП) прецесії (рисунок 21, б).

Таке проектування дозволяє перейти від використання шарикових підшипників в роторі допоміжного вентилятора до активних магнітних підшипників задля зменшення втрат ефективності роторної машини у ШП зі

збільшеним зазором, при цьому забезпечуючи її нерезонансну роботу із необхідним запасом у діапазоні швидкостей обертання до 3000 об/хв, що показано на відповідних діаграмах Кемпбелла на рисунку 22, а.

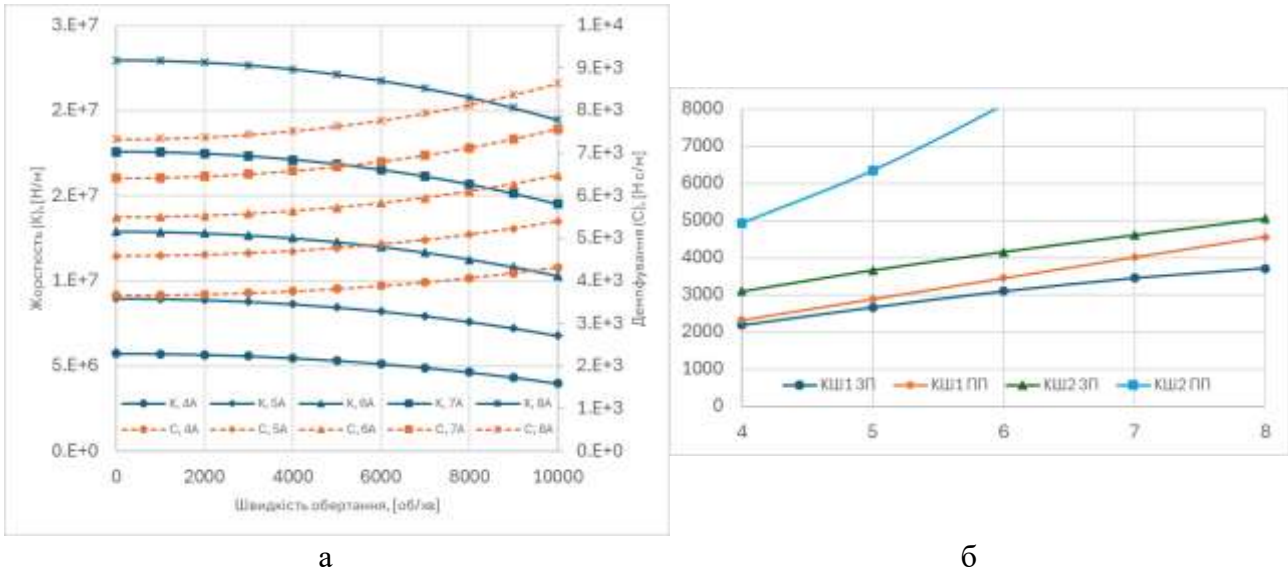


Рисунок 21 – Залежність змінних за швидкістю обертання динамічних коефіцієнтів АМП (а) та критичних швидкостей [об/хв] ротора в АМП (б) від току зміщення [А]

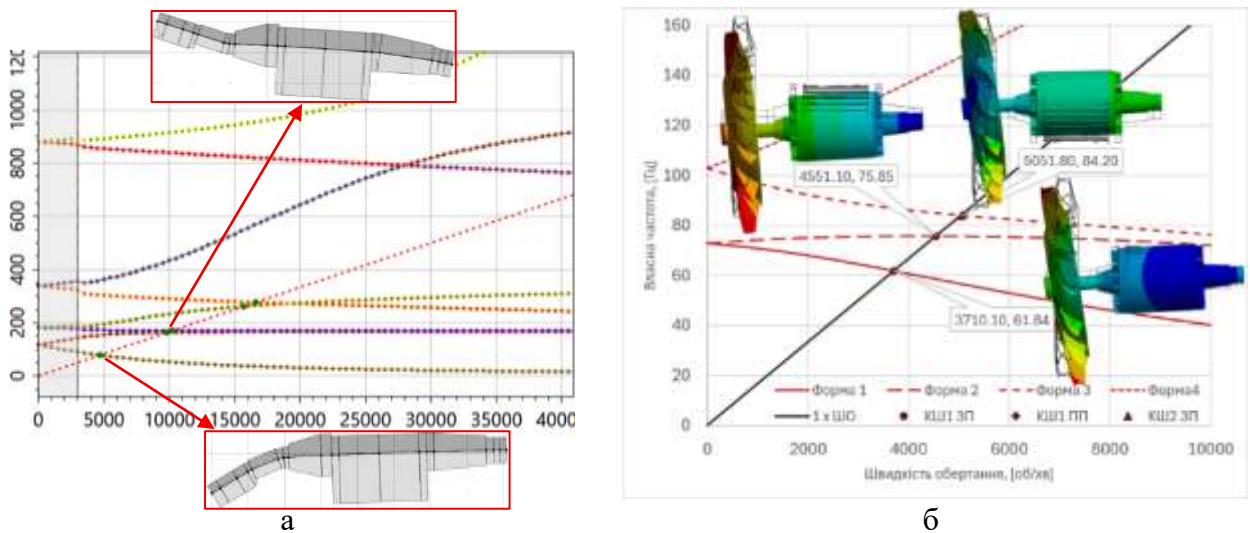


Рисунок 22 – Діаграми Кемпбелла для ротора вентилятора допоміжного провітрювання шахти в пружних ШП опорах (а) та пружно-демпферних АМП опорах (б)

При цьому для більш точного відтворення впливу деформацій великих навісних елементів при розрахунках відповідних згинальним власним формам критичних швидкостей ротора допоміжного вентилятора в АМП використовується об'ємна модель із врахуванням переднапруженого стану від дії квазістатичних відцентрових сил, що можна бачити на рисунку 22, б.

У випадку газових підшипників методика застосована до моделювання їхнього динамічного стану за моделлю реального газу Редліха-Квонга-Анг'є, що дозволяє визначити відгук роторів в ялинкових рифлених газових підшипниках (ЯРГП) для модельного ротора зі змащенням вуглекислим газом CO_2 , а також

для ротора мікроventильатора зі змащенням повітрям, що демонструє гарне співпадіння з розрахунковими та експериментальними даними, доступними у відкритих джерелах.

Рисунок 23 демонструє траєкторію руху точки модельного ротора в підшипнику для першого з описаних випадків, а також показує розподіл надлишкового тиску у підшипнику для стаціонарного режиму та збіжність сталого положення ротора із стаціонарним розв'язком, що слугує як верифікація математичної моделі. На рисунку 24 зображена каскадна діаграма для відображення залежності амплітуд коливань ротора мікроventильатора паливної комірки від частот його обертання та відгуку. Розрахунок враховував розташування канавок на роторі та показав співпадіння результатів з даними експерименту з літературних джерел.

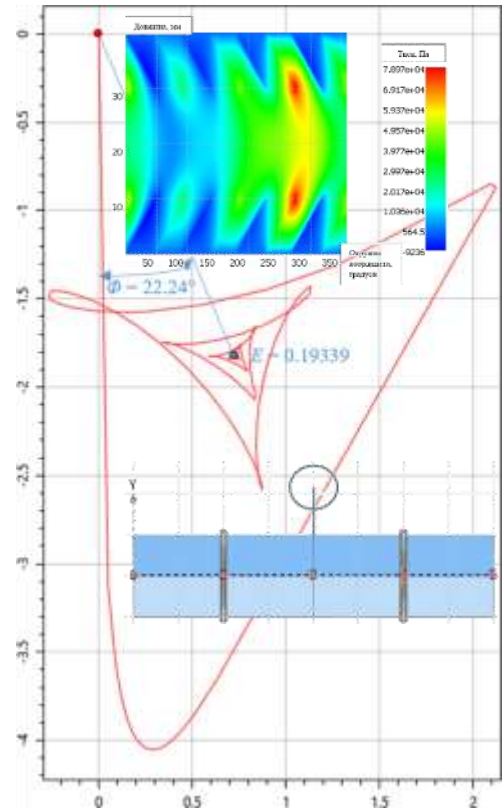


Рисунок 23 – Траєкторія руху точки ЯРГП зі змащенням CO₂

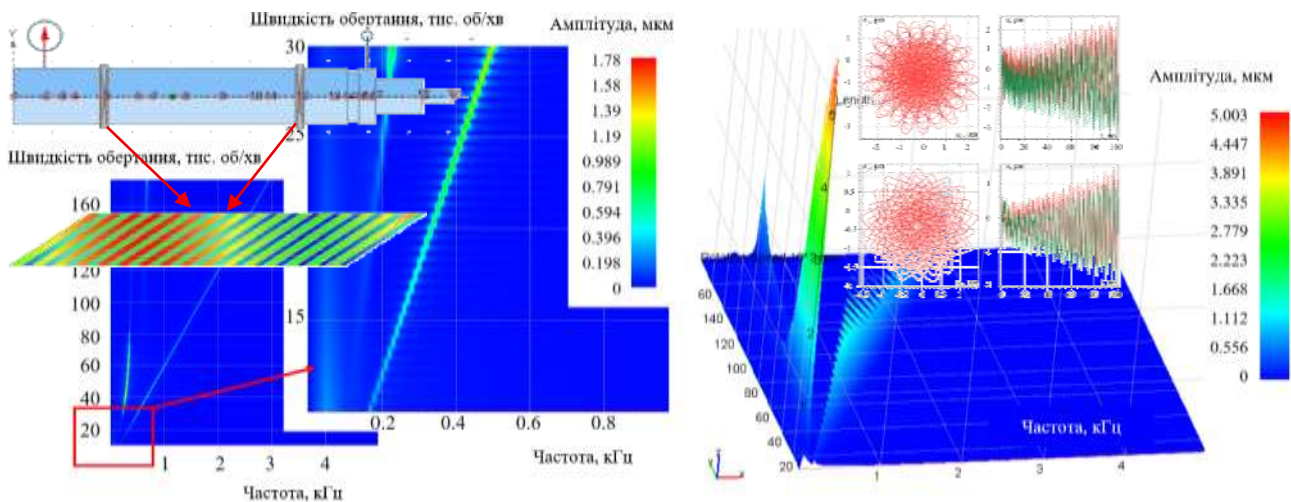


Рисунок 24 – Каскадна діаграма залежності амплітуд, [мкм] точки ЯРГП з канавками на роторі від частоти відгуку, [кГц] в діапазоні швидкостей обертання 10-160 тис. об/хв

П'ятий розділ формує математичну модель динамічної поведінки ротора в пружно-демпферних опорах з металевими та композиційними елементами. Ця система сформульована за результатами досліджень, проведених в Розділах 1-4, та включає в себе наступні складові: матричні вирази, позначені [...] (рядки 1-2) – рівняння динамічної поведінки пружного обертового ротора у повній постановці та для визначення демпфованих частот власних коливань ротора відповідно; комплексні вирази, позначені (...) (рядки 3-5) – формули для розрахунку пружних та демпфувальних властивостей контактних та безконтактних підшипникових опор (підшипників кочення, газових підшипників

та активних магнітних підшипників відповідно) для подальшого включення їх у ліву частину рівняння динамічної поведінки пружного обертового ротора; інтегральні та алгебраїчні вирази, позначені [... (рядки 6-9) – узагальнені формули для розрахунку різних типів навантажень (відцентрових, гравітаційних, аеродинамічних та від дії дисбалансу відповідно) для подальшого включення їх у праву частину рівняння динамічної поведінки пружного обертового ротора; інтегральні та алгебраїчні вирази, позначені <... (рядки 10-11) – фізичні співвідношення для опису пружнопластичної та в'язкопружної поведінки металевих та композиційних матеріалів відповідно; нерівності, позначені {... (рядки 12-15) – критерії міцності (статичної та динамічної для ізотропних матеріалів, а також статичної для анізотропних матеріалів відповідно).

$$\left\{ \begin{array}{l}
 [M]\{\dot{w}\} + ([C] + \Omega[G])\{\dot{w}\} + [K]\{w\} = \{F_c\} + \{F_g\} + \{F_p\} + \{F_u\}, \\
 \{\dot{w}(x, 0)\} = \{\dot{w}_0(x)\}, \\
 \{w(x, 0)\} = \{w_0(x)\}, \{w(x_\Gamma, t)\} = w_\Gamma(t); \\
 k_{\text{ШП}} = \frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon^{1/2}}{\mathcal{K}^{3/2} \kappa} E' (2R(1 - p(L)N^{q(L)})c)^{1/2}; \\
 k_{\text{ЯРГП}}^{jk} = \frac{p_a R L \text{Re}(\iint P_{1j} dZ d\theta)}{\varepsilon_k C}, c_{\text{ЯРГП}}^{jk} = \frac{12\mu R^3 L J m(\iint P_{1j} dZ d\theta)}{\sigma \varepsilon_k C^3}; \\
 k_{\text{АМП}} = -k_s + k_i * \Re(G(i\Omega)), c_{\text{АМП}} = k_i * \frac{\Im(G(i\Omega))}{\Omega}; \\
 F_c = \int_V \bar{r} \Omega^2 \rho(V) dV; \\
 F_g = \int_V g \rho(V) dV; \\
 F_p = \int_S p dS \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \rightarrow \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right); \\
 F_u = m e \Omega^2 e^{i\Omega t}; \\
 \sigma = (A + B \bar{\varepsilon}^{p^n})(1 + C \ln \dot{\varepsilon}^*)(1 - (T^*)^m); \\
 \boldsymbol{\sigma} = \int_0^t \mathbf{C}(t - \xi) \frac{d}{d\xi} \boldsymbol{\varepsilon} d\xi; \\
 \frac{\{\max\{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]\}^{0.5}}{[\sigma]} < 1; \\
 \frac{\sigma_{-1}(1 - |\sigma_m|/\sigma_U)}{\sigma_a} > 1; \\
 \frac{(D_1 + D_2 \exp(D_3 \sigma^*)) (1 + D_4 \ln \dot{\varepsilon}^*) (1 + D_5 T^*)}{\Delta \bar{\varepsilon}^p} > 1; \\
 A_1 I_1 + B_1 I_1^2 + A_2 I_2 + B_2 I_2^2 + C_{12} I_1 I_2 + A_3 I_3 + A_4 I_4 < 1.
 \end{array} \right. \quad (15)$$

Наведена система рівнянь та нерівностей включає в себе можливості опису різних потенційних випадків конфігурацій пружних або пружнопластичних роторів в контактних та безконтактних підшипникових опорах та з металевими, складеними і композиційними елементами. В залежності від випадку, що розглядається, з неї можуть бути виключені певні складові для спрощення розрахункової моделі. Така система рівнянь застосовується в п'ятому розділі для моделювання динамічної поведінки ротора, що включає в себе контактні підшипникові опори і складені та композиційні елементи.

Передумови для необхідності переходу від суцільнометалічних до складених та композиційних лопаток ротора виникли з реалізацією проекту заміни відцентрового промислового вентилятора головного провітрювання рудника на осьовий вентилятор з робочим колесом $\varnothing 3.2$ м (рисунок 25), який був спроектований у тому числі із застосуванням запропонованих в роботі методик. Проте під час його експлуатації проявились підвищені амплітуди вібрацій, що знімались з датчиків у опорах, та падіння тиску в шахтній мережі, а після зупинки роторної машини виявили руйнацію профілів лопаток ротора (рисунок 26).

Задля вирішення цієї проблеми було запропоновано хвіст лопатки, тобто її частину, що кріпиться до робочого колеса та бере основну частину відцентрового навантаження на себе, виготовляти зі сталевого сплаву, а перо, яке повинно відповідати вимогами високої технологічності та аеродинамічності, як і раніше виплавляти із алюмінієвого сплаву. З'єднання двох різнорідних матеріалів було виконано зі сталевого остову, що був приварений до сталевого хвоста та поверхнево контактував із алюмінієвим пером. Для виготовлення такої біметалічної лопатки (БЛ) використовувались конструкційні сплави, зі стандартними фізико-механічними властивостями, а схематичний процес її створення у ливарній машині продемонстрований на рисунку 27.



Рисунок 25 – Ротор вентилятора головного провітрювання рудника ВО-32 з електродвигуном потужністю 4.5 МВт



Рисунок 26 – Фотографія руйнування лопаток ВО-32

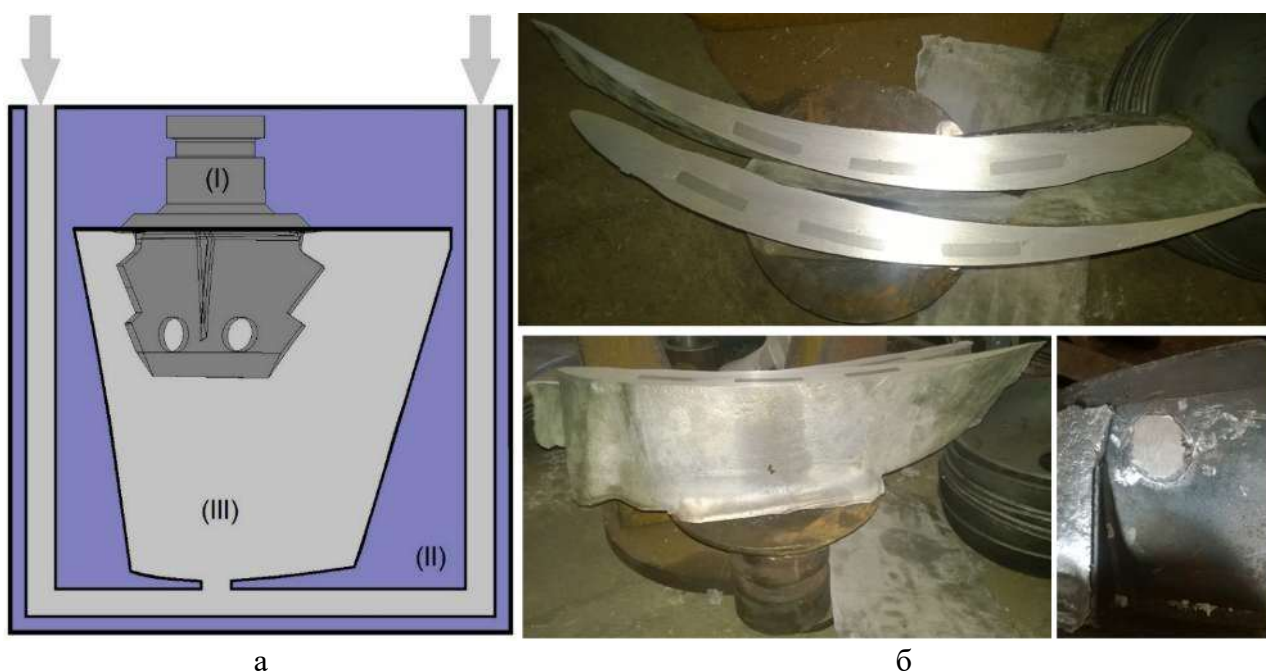


Рисунок 27 – Схематичне зображення процесу створення біметалічної лопатки в ливарній машині (а) та демонстрація проливів та поєднань у виготовленому зразку (б)

Очікувані переваги такої конструкції над звичними рішеннями наступні:

- використання сталевому сплаву для виготовлення хвоста лопатки забезпечує підвищену міцність місця кріплення, а алюмінієвого сплаву для виготовлення пера – його знижену вагу та легкість профілювання;

- при абразивному зносі пера лопатки можливо не виготовляти нову лопатку, а замінити це перо, наплавивши його на сталеву частину, яка вже була попередньо використана, що значно здешевлює процес планової та непланової заміни лопаток;

- процес виготовлення лопаток стає дешевшим завдяки зниженому використанню ливарного алюмінію в конструкції лопатки, який є більш дорогим у порівнянні зі сталевими елементами.

Для реалізації експериментального дослідження статичної міцності з'єднання між сталеву та алюмінієвою частинами був розроблений та реалізований експериментальний стенд, що включає поршневу машину (рисунок 28).

Експеримент з визначення міцності поодинокі БЛ показав відповідність СЕ розрахункам, що моделювали процес експериментального дослідження та виконувались завдяки розробленим в Розділах 2-3 підходам до включення моделей

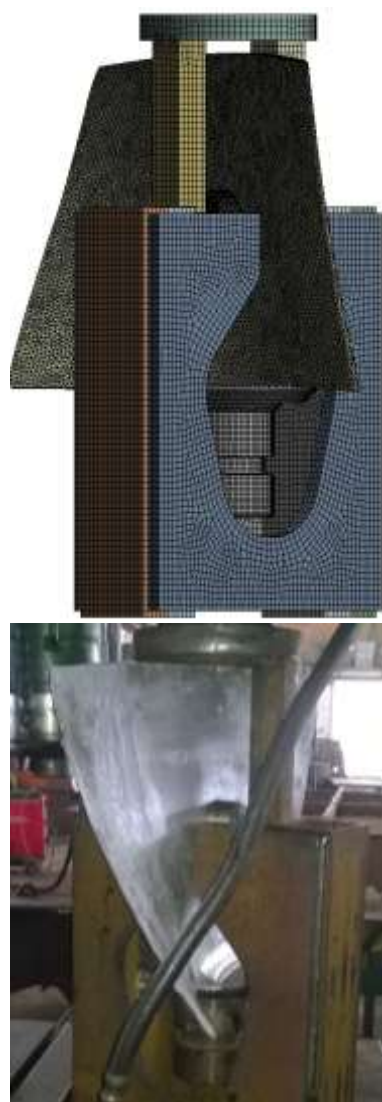


Рисунок 28 – Стенд для дослідження міцності БЛ

навантажень та контактної взаємодії елементів конструкцій роторів турбомашин в математичні моделі їхньої механічної поведінки. В подальшому ці підходи були використані для відтворення процесу функціонування БЛ в реальних умовах роботи ВО-32, що продемонструвало задовільне значення коефіцієнта запасу статичної міцності (рисунок 29).

У якості альтернативи до застосування сталєво-алюмінієвого пера складеної лопатки був розглянутий варіант виготовленого зі склопластику, тобто полімерного армованого композиційного матеріалу (ПАКМ), пера лопатки вентилятора зі сталевим хвостовиком. Основні передумови використання композиційного пера були аналогічні сталєво-алюмінієвій лопатці, а саме можливість багаторазового використання сталєвих хвостовиків лопаток у поєднанні зі швидкозношуваним легким пером. Концепція такого підходу та спрощення розрахункової схеми для композиційного пера вентилятора ВО-32 показані на рисунку 30.

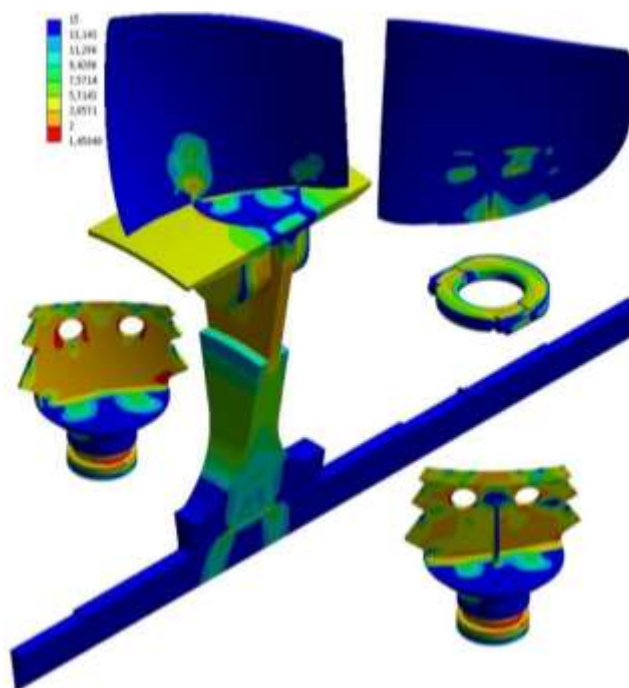


Рисунок 29 – Коефіцієнт запасу статичної міцності біметалічної лопатки ВО-32

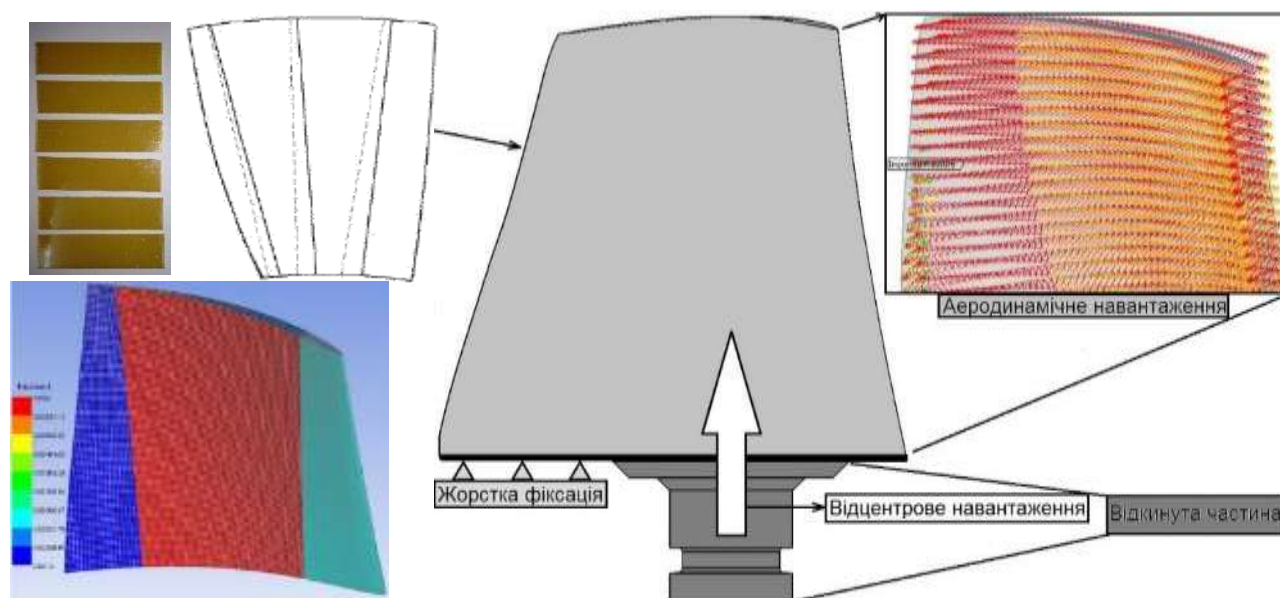


Рисунок 30 – Схематичне зображення розрахункової моделі композиційної лопатки ВО-32

Усі розрахунки на міцність лопатки з ПАКМ виконано з використанням теорії багатошарових оболонок. На рисунку 31 показано контурний графік розподілу функції критерію Хашина (2) вздовж поверхні профілю пера лопатки. Ця функція максимальна в точці жорсткого кріплення профілю і становить 0.53.

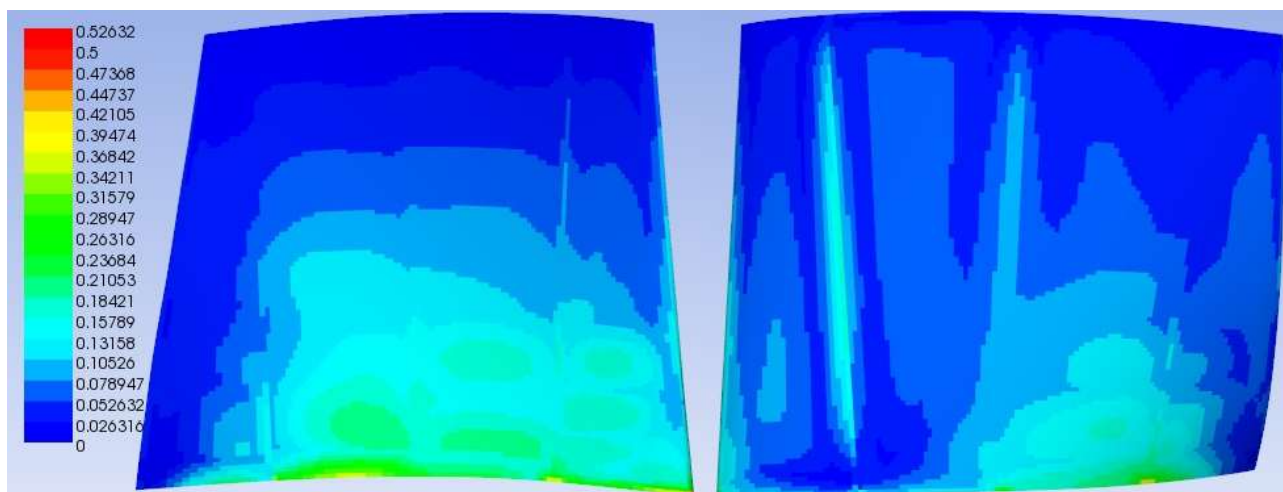


Рисунок 31 – Контурний графік розподілу функції критерію Хашина, [-] у лопатці з ПАКМ

Виходячи з (2), композиційний матеріал вважається міцним з відповідним запасом у випадку, якщо функція Хашина не перевищує значення 1, тож це свідчить про достатню міцність пера лопатки з ПАКМ.

Порівняльний аналіз власних частот та характеру відповідних власних форм алюмінієвої, біметалічної та композиційної лопаток наведений у таблиці 4, що свідчить про відсутність резонансів лопаткових власних частот із синхронними збуджуючими навантаженнями та їхніми кратностями.

Таблиця 4 – Власні частоти (ВЧ) алюмінієвої, біметалічної та композиційної лопаток

№ ВЧ	Алюмінієва лопатка		Сталево-алюмінієва лопатка		Композиційна лопатка	
	ВЧ, [Гц]	Характер форми коливань	ВЧ, [Гц]	Характер форми коливань	ВЧ, [Гц]	Характер форми коливань
1	142.80	Згинання у напрямі меншої жорсткості	95.12	Згинання у напрямі меншої жорсткості	120.36	Згинання у напрямі меншої жорсткості
2	195.85	Згинання у напрямі більшої жорсткості	213.55	Згинання у напрямі більшої жорсткості	217.69	Кручення навколо осі
3	300.23	Кручення навколо осі	283.25	Кручення навколо осі	285.93	Одна хвиля вздовж проточної частини
4	529.92	Кручення за чотирма границями пера	512.44	Кручення за чотирма границями пера	312.91	Дві хвилі вздовж проточної частини
5	607.56	Кручення за двома границями пера	554.91	Кручення за двома границями пера	334.57	Згинання зверху вихідної кромки
6	724.89	Згинання верхньої границі пера	787.72	Згинання верхньої границі пера	369.10	Дві хвилі та згинання вихідної кромки

Альтернативним алюмінію варіантом для виготовлення профілів БЛ в роботі запропоновано застосувати метал-матричний композит (ММК) на основі алюмінієвої матриці із армуючими елементами з карбіду бору B_4C , оскільки цей матеріал є третім за твердістю після алмазу та нітриду бору. Використання композиту, що його включає, для виготовлення профілів лопаток повинно вирішити проблему їхнього швидкого зношування у порівнянні з алюмінієвими профілями. При цьому концепція біматеріальної лопатки робить конструкцію дешевшою за рахунок використання не тільки дорогого ММК, але й сталі.

На рисунку 32 показані діаграми розтягування-стискання даного ММК за моделлю білінійного ізотропного зміцнення. Їх врахування демонструє міцність біматеріальної лопатки.

Для детального дослідження механічної поведінки біметалічних та біматеріальних лопаток в роторі вентилятора ВО-32 з контактними роликowymi підшипниками (РП) застосовується розроблений в роботі комплексний підхід, що включає взаємопов'язаність динамічних процесів, які відбуваються в композиційній лопатці на основі ММК з масовою часткою $V_{4C} 6\%$ та підшипникових опорах, об'єднаних між собою пружним ротором.

На основі розробленого в Розділі 4 підходу до визначення жорсткості змащеного контакту роликowych підшипників вентилятора ВО-32 визначаються залежні від ШО коефіцієнти жорсткості (рисунок 33). Встановлено, що суттєве роздвоєння через великий діаметр диска при прямому (ПО) та зворотному (ЗО) обертанні ротора мають ВЧ, що відповідають дисковим формам коливальня та відокремлені від інших на рисунку 34. Інші лінії на частотних діаграмах відповідають першій згинальній власній формі ротора і суттєво відрізняються між собою при прямому порівнянні цих параметрів для жорстких та еластичних підшипників, яке показано на діаграмі Кемпбелла на рисунку 33.

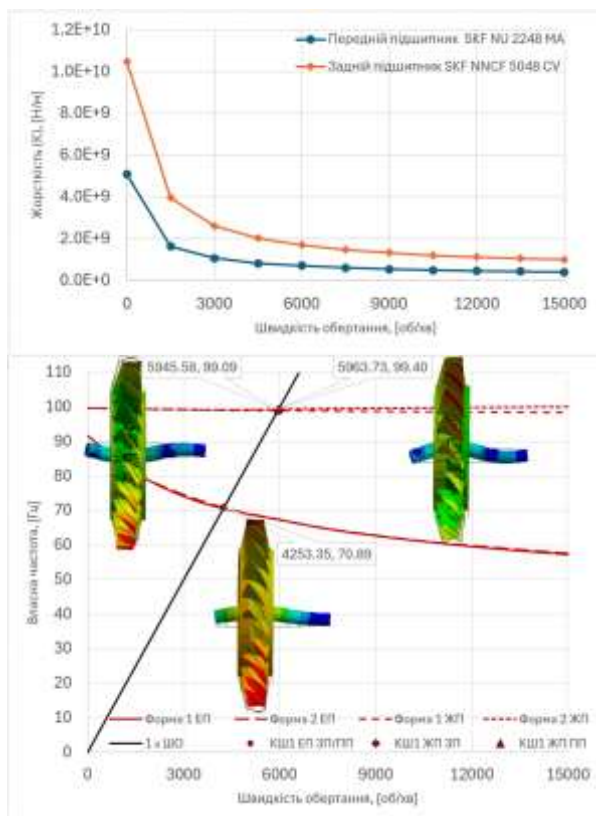


Рисунок 33 – Діаграма Кемпбелла для об'ємної моделі ротора ВО-32 в ЖП та ЕП

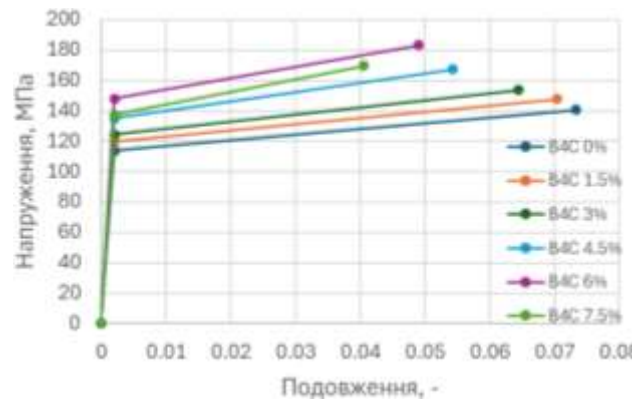


Рисунок 32 – Діаграма розтягування ММК

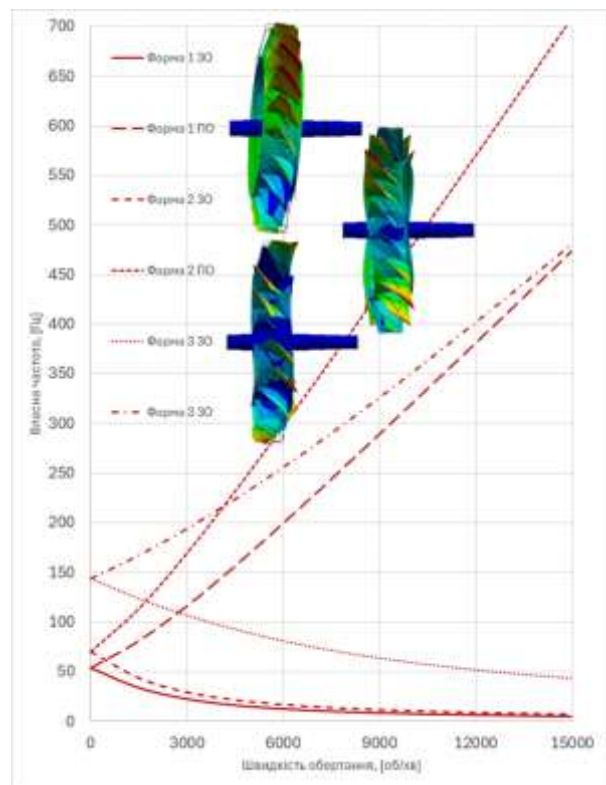


Рисунок 34 – Залежність дискових ВЧ, [Гц] від ШО [об/хв] при прямому (ПО) та зворотному (ЗО) обертанні ротора ВО-32

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково-прикладну проблему зі створення нового узагальненого підходу до визначення міцності складених та композиційних елементів і вузлів роторів турбомашин, що встановлені в контактних або безконтактних підшипникових опорах та піддаються впливу стаціонарних і нестаціонарних динамічних чинників різної природи, зокрема дії інерційних та теплових ефектів, аеродинамічних навантажень, а також ударних сил при потраплянні сторонніх предметів в проточну частину ротора турбомашини. Отримані при вирішенні поставлених задач теоретичні та практичні результати дозволяють підвести наступні підсумки:

1. Проведено аналіз сучасного стану вирішення проблеми адекватного моделювання механічної поведінки, розрахункового та експериментального визначення міцності складених та композиційних елементів роторів під дією різного типу навантажень за наявними критеріями, а також моделювання динаміки роторів в підшипниках та підрахунку їхніх динамічних коефіцієнтів.

2. Запропоновано вдосконалену методику проектування конструкції роторної машини у вигляді замкненого циклу, що включає в себе нові кроки передачі теплових та аеродинамічних навантажень з етапу аеродинамічного розрахунку на етап визначення статичної та динамічної міцності ротора.

3. Вивчено особливості моделювання механічної поведінки та визначення міцності елементів роторів осьових та відцентрових роторних машин, в результаті чого запропоновані можливі екстенсивні шляхи підвищення їхніх міцнісних показників через модифікацію конструктивних елементів шляхом додавання посилюючих накладок у відцентрових робочих колесах або переходу від об'ємних одиночних до листових здвоєних профілів осьових лопаток.

4. На основі розгляду задачі визначення нестаціонарних навантажень тиску повітря на обтічник ракети-носія створена методика побудови скінченно-об'ємної сітки середовища при обтіканні аеродинамічного рухомого профілю, дискретизованого послідовним згущенням сітки від вільних границь безпосередньо до профілю із підбором параметрів пристінкового шару.

5. Розроблено методики розрахунку та врахування статичних і динамічних складових аеродинамічних навантажень методами моделювання розподіленими та зосередженими силами та впливу ударних тіл силовими методами еквівалентності імпульсів в статичній постановці, ударного прикладення імпульсного навантаження в неявній динамічній постановці та безпосереднього моделювання ударного тіла в явній динамічній постановці.

6. Запропоновано раціональне співвідношення параметрів матеріалів лопатки ротора турбомашини та ударного тіла, яке у поєднанні із новою розрахунковою моделлю вентиляторного ступеня турбовентиляторного двигуна дозволило вирішити прикладну інженерну задачу адекватного моделювання залишкової деформованої форми лопаток та процесів їхнього часткового руйнування після взаємодії з ударним тілом.

7. На основі розгляду модельної задачі відтворення контактної взаємодії зтягнутої за допомогою притисків та стрічок циклічно симетричної конструкції,

а також моделювання її механічної поведінки під час транспортування розроблені підходи до адекватної побудови лінійних та нелінійних моделей контактів для відтворення реальних процесів, що відбуваються при контактуванні складових такої системи під час попередньої затяжки болтових з'єднань у ній та дії робочих навантажень.

8. Це дозволило в подальшому розповсюдити дані підходи на вирішення задачі моделювання контактної механічної поведінки складних кріпильних вузлів лопаток регулюючого ступеня ротора парової турбіни із недосконаlostями контакту між полічками хвостовика та диску, що у поєднанні із попередньо розробленими в роботі методами врахування нестационарних аеродинамічних навантажень стало основою для розв'язання актуальної інженерної задачі підтвердження причин руйнування таких лопаток на працюючій тепловій електростанції України. Це доводить, що поєднання дефектів пазів диска та нестационарних аеродинамічних навантажень призводить до виконання умови багатоциклової втоми (розрахована амплітуда напружень $\sigma_a = 34.05$ МПа наблизилася до граничної $\sigma_r = 35.38$ МПа). Врахування взаємопов'язаності конструктивних дефектів та аеродинамічної нестационарності дозволило виявити критичний стан, який ігнорувався при спрощеному моделюванні (де амплітуда напружень занижувалась майже в 3 рази), та точно ідентифікувати причину аварії.

9. Запропоновано конструкцію нового конічного з'єднання хвостовика лопатки ротора турбомашини із кріпленням затягнутими болтами фіксаторами, створено експериментальний стенд для дослідження міцності даного складеного елемента ротора, а також на основі попередньо розроблених в роботі підходів до моделювання контактної взаємодії та конструкційних натягів відтворена розрахункова модель такого з'єднання, адекватність якої була підтверджена шляхом застосування даного стенду аж до моменту руйнування болтових з'єднань та незворотних пластичних деформацій у конічному хвостовику (руйнівне навантаження в експерименті в середньому дорівнює 412 МПа для руйнування болтів при еквівалентних напруженнях $\sigma_{max} = 845$ МПа).

10. Створено та застосовано нові підходи до розрахунку динамічних коефіцієнтів контактних та безконтактних підшипникових опор для подальшого врахування їх у загальній математичній моделі механічної поведінки ротора із складеними та композиційними елементами, а саме: аналітична методика визначення жорсткісних характеристик шарикових підшипників на основі методу пружно-гідродинамічного змащування (отримано жорсткість 123.2 МН/м для SKF 6311-2Z C3 та 103.0 МН/м для SKF 6014-2Z C3 при 3000 об/хв та робочому навантаженні); скінченно-різнісна методика визначення динамічних коефіцієнтів газових підшипників на основі застосування рівняння Рейнольдса та моделі реального газу Редліха-Квонга-Анг'є (верифікована з похибкою менше 2% відносно моделі ідеального газу); аналітична методика визначення динамічних коефіцієнтів активних магнітних підшипників на основі передатних функцій їхніх компонентів.

11. На основі узагальнених математичних моделей та отриманих динамічних характеристик підшипників було проведено дослідження динаміки

ротора вентилятора допоміжного провітрювання шахти в контактних та безконтактних підшипникових опорах, в результаті чого були отримані оптимальні параметри підшипникових опор та практичні результати: (а) для ротора в ШП врахування пружності (ЕНЛ) знизило першу критичну швидкість прямої прецесії на 158% (з 25259 до 9803 об/хв), що доводить неможливість використання моделі абсолютно жорстких опор для сучасних високошвидкісних роторів, оскільки похибка у визначенні критичних швидкостей може сягати 60 % і більше; (б) перехід на АМП з током зміщення 8 А забезпечив нерезонансну роботу (перша критична швидкість прямої прецесії дорівнює 4551 об/хв проти робочої 3000 об/хв); (в) для ЯРГП доведено, що обертові канавки підвищують поріг стійкості до 190000 об/хв (проти 22000 об/хв для нерухомих канавок). Застосування нелінійного аналізу динаміки дозволило виявити ефект стабілізації, який не прогнозувався лінійними моделями, розширивши розрахунковий діапазон стійкої роботи у 8.6 разів. Також на основі попередньо розроблених у роботі методик проектування роторних машин, моделювання різного типу навантажень та контактної поведінки між елементами роторів, а також врахування впливу на загальну механічну поведінку системи підшипникових опор різного типу, на прикладі ротору осьового вентилятору головного провітрювання шахти ВО-32 була розв'язана практична задача розробки нових складених та композиційних лопаток для вирішення проблем швидкого зношування лопаток через абразивність переміщуваного середовища. В результаті цього зроблені наступні заключення: (а) доведено міцність (запас 1.77) та динамічну придатність (перша критична швидкість приблизно дорівнює 139 Гц проти робочої частоти обертання 12.5 Гц) початкової алюмінієвої лопатки; (б) розроблено, виготовлено та експериментально верифіковано біметалічну лопатку зі сталі та алюмінію (руйнівне навантаження в експерименті, що дорівнює в середньому 230 кН, відрізняється від прогнозованого 213 кН менш ніж на 8%, тобто комплексне врахування контактної взаємодії різнорідних матеріалів дозволило спрогнозувати міцність складеної конструкції з точністю понад 90%, що уможливило відмову від частини дорогих натурних випробувань на етапі проектування); (в) розроблено композитну лопатку з полімерного армованого композиційного матеріалу (максимальне значення функції критерію Хашина не перевищує 0.53); (г) розроблено біматеріальну лопатку (ММК, 6% В₄С) зі зниженим зносом та запасом міцності 1.36.

12. Результати наукових досліджень впроваджено в практику науково-дослідних та проектних робіт американської компанії з розробки інженерного програмного забезпечення AxSTREAM та інженерного консалтингу SoftInWay, Inc. (м. Бостон, США), вітчизняної компанії з розробки інженерного програмного забезпечення ТОВ «Передові цифрові рішення» (м. Харків), вітчизняного машинобудівного підприємства ТОВ «ІТЦ «Донвентилятор» (м. Харків) та українського відділення SKF Eurotrade AB (Ukraine) (м. Київ) міжнародної виробника підшипників SKF зі штаб-квартирою у м. Гетеборг, Швеція, а також в наукову діяльність і навчальний процес НТУ «ХПІ».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові публікації, які розкривають основний зміст дисертації

Статті у закордонних наукових періодичних виданнях, проіндексованих у наукометричних базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus

1. Martynenko G., Chernobryvko M., Avramov K., Martynenko V., Tonkonozhenko A., Kozharin V., Klymenko D. Numerical simulation of missile warhead operation. *Advances in Engineering Software*. 2018. Vol. 123. P. 93-103.

Здобувачем побудована розрахункова модель конструкції, аналогічної конструкціям роторних машин, запропоновано набір лінійних та нелінійних формулювань контактної взаємодії конструктивних елементів, а також проведені квазістатичний та перехідний аналізи процесу роботи конструкції.

2. Martynenko V.G., Lvov G.I., Ulianov Y.N. Experimental investigation of anisotropic viscoelastic properties of glass fiber reinforced polymeric composite material. *Polymers and Polymer Composites*. 2019. Vol. 27, Is. 6. P. 323-336.

Здобувачем проведено літературний огляд, зроблена постановка експериментального дослідження механічних властивостей полімерного армованого композиційного матеріалу, розроблені моделі тестових зразків, проведені натурні експерименти, а також виконаний аналіз їхніх результатів.

3. Martynenko V., Hrytsenko M., Martynenko G. Technique for evaluating the strength of composite blades. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. 2020. Vol. 101. P. 451-461.

Здобувачем проведено літературний огляд, розроблено концепцію композиційного аеродинамічного профілю лопатки, його зовнішню та внутрішню будову й розрахункову модель, виконано аналіз міцності, стійкості формозміни та динамічних характеристик з відповідними висновками.

4. Martynenko G., Avramov K., Martynenko V., Chernobryvko M., Tonkonozhenko A., Kozharin V. Numerical simulation of warhead transportation. *Defence Technology*. 2021. Vol. 17, Is. 2. P. 478-494.

Здобувачем побудована розрахункова модель цілої та частини модельної конструкції, аналогічної конструкціям роторних машин, запропоновано набір лінійних та нелінійних формулювань контактної взаємодії конструктивних елементів зниженої розмірності для досягнення належної розрахункової спроможності моделі у повній постановці та проведені аналізи механічних процесів при різних умовах транспортування конструкції.

5. Kochurov R., Martynenko V., Moroz L., Govorushchenko Y. Ball bearing dynamic stiffness prediction considering an uncertain position of rolling elements. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2025. Vol 147(4). P. 1-9.

Здобувачем виконано літературний огляд, побудовані математична модель пружно-гідродинамічного змащування шарикового підшипника та розрахункова модель динаміки ротора в таких опорах, визначені коефіцієнти жорсткості шарикових підшипників для такої моделі та проведені розрахунки динаміки ротора в цих підшипниках з відповідними висновками.

6. Martynenko V.G., Hrytsenko M.I. Analysis of static and dynamic strength of the axial fan considering aerodynamic properties of the flow and nonuniformity of temperature field. *Journal of Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 18, No. 4/1. P. 44-52.

Здобувачем запропоновано розрахункову модель із впливом аеродинамічних навантажень на механічну поведінку елементів ротора вентилятора головного провітрювання шахти як контактуючих деформівних твердих тіл, а також проведено статичні та модальні розрахунки та зроблені відповідні висновки.

7. Аврамов К.В., Батутіна Т.Я., Бондар Д.С., Шеремет І.В., Мартиненко Г.Ю., Мартиненко В.Г. Застосування напівемпіричних методів визначення акустичних навантажень до оцінки навантаження на відсіки РКП. *Механіка гіроскопічних систем*. 2017. № 33. С. 64-71.

Здобувачем розроблено методичку побудови скінченно-об'ємної сітки повітря навколо рухомого конструктивного елемента з послідовним згущенням до пристінкового шару, а також проведено розрахунки аеродинамічних параметрів при взаємодії повітря зі стінкою цього елемента для подальшого використання при отриманні навантажень на елементи роторів турбомашин.

8. Martynenko V.G., Ulianov Yu.N. Modernization of an experimental installation and a procedure for investigating the anisotropic viscoelastic properties of composite materials at elevated temperatures. *Journal of Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 21, No. 2, P. 3-11.

Здобувачем запропоновано процедуру експериментального дослідження механічних властивостей зразків, виконаних з полімерних армованих композиційних матеріалів, та обробки результатів такого дослідження.

9. Мартиненко В.Г., Львов Г.І. Чисельно-експериментальна процедура визначення ефективних характеристик та міцності армованого композита. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І.Вернадського. Серія Технічні науки*. 2018. Т. 29 (68), Ч. 1, № 6. С. 7-14.

Здобувачем запропоновано процедуру чисельно-експериментального дослідження механічних властивостей полімерного армованого композиційного матеріалу на основі побудованих моделей та проведені відповідні розрахунки таких механічних властивостей.

10. Мартиненко В.Г., Гриценко М.І., Мавродій С.В. Проектування, аналіз та експериментальне дослідження статичної міцності композиційної біметалічної лопатки вентилятора головного провітрювання шахти. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2018. № 38 (1314). С. 20-31.

Здобувачем створена концепція біметалічної лопатки ротора турбомашини з оптимальною будовою, поставлений експеримент та проведені розрахунки механічної поведінки та міцності біметалічної лопатки на основі створених розрахункових моделей з нелінійними контактними взаємодіями.

11. Мартиненко Г.Ю., Чернобривко М.В., Аврамов К.В., Мартиненко В.Г., Тонконоженко А.М., Кожарін В.Ю. Чисельне моделювання роботи бойового спорядження ракетного комплексу. *Технічна механіка*. 2018. № 4. С. 90-104.

Здобувачем створена розрахункова модель нелінійної контактної взаємодії конструктивних елементів та проведені розрахунки механічної поведінки модельної конструкції з кріпильними елементами.

12. Мартиненко В.Г. Теоретичні основи методу накладених сіток. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2019. Т. 85, № 1. С. 93-100.

13. Мартиненко В.Г., Гриценко М.І. Розробка здвоєної лопатки осьового вентилятора із підвищеними аеродинамічними характеристиками. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2019. № 1. С. 28-33.

Здобувачем побудована розрахункова модель та проведений скінченно-елементний аналіз механічної поведінки осьового ротора зі здвоєними лопатками.

14. Мартиненко В.Г. Комплексна оцінка міцності композиційної лопатки вентилятора головного провітрювання шахти. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2021. № 1. С. 10-14.

15. Мартиненко В.Г. Комплексний підхід до аналізу статичної та динамічної міцності ротора димососу. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2022. № 1. С. 40-46.

16. Мартиненко В.Г. Чисельне та експериментальне дослідження конічного з'єднання лопатки роторної машини. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2023. № 1. С. 14-20.

17. Мартиненко В.Г. Порівняльний аналіз динамічних характеристик суцільнометалічної, складної та композиційної лопаток із однаковим профілем з урахуванням впливу з'єднання елементів та аеродинамічних навантажень. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2023. № 2. С. 16-27.

18. Мартиненко В.Г. Пошук оптимальних параметрів активних конструктивних елементів підвищування шляхом визначення їхніх інтегральних жорсткісних та демпфувальних характеристик. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2024. № 1. С. 44-51.

19. Мартиненко В.Г. Методи моделювання динамічної поведінки, визначення міцності та оцінки конструкційної стійкості композиційних лопаток роторних машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2024. № 2. С. 3-15.

20. Мартиненко В.Г. Міцність та динамічні властивості складеної метал-матричної композиційної лопатки ротора в контактних підшипникових опорах. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2025. № 1. С. 3-11.

Розділи у колективних монографіях

21. Martynenko V. Method of superimposed meshes for solving nonlinear dynamic problems. In: Altenbach H., Amabili M., Mikhlin Y.V. (eds) *Nonlinear Mechanics of Complex Structures*. Advanced Structured Materials. 2021. Vol. 157. P. 423-442.

Наукові публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації та засвідчують їх апробацію

Матеріали наукових конференцій, конгресів, симпозіумів у закордонних виданнях, проіндексованих у наукометричних базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus

22. Rusanov A., Martynenko G., Avramov K., Martynenko V. Detection of accident causes on turbine-generator sets by means of numerical simulations. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS): Conference Proceedings*, Kharkiv, 10-14 September 2018. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2018. P. 51-54.

23. Martynenko G., Martynenko V. Numerical determination of active magnetic bearings force characteristics taking into account control laws based on parametric modeling. *2019 International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES): Conference Proceedings*, Kremenchuk, 23-25 September 2019. Kremenchuk: Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 2019. P. 358-361.

24. Martynenko G., Martynenko V. Rotor dynamics modeling for compressor and generator of the energy gas turbine unit with active magnetic bearings in operating modes. *2020 IEEE Problems of Automated Electrodrive. Theory and Practice (PAEP): Conference Proceedings*, Kremenchuk, 21-25 September 2020. Kremenchuk: Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 2020. P. 1-4.

25. Martynenko V. Analysis of strength and bearing capacity of the auxiliary mine ventilation fan connected to the rotor of its electrical drive. *2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Conference Proceedings*, Kharkiv, 5-10 October 2020. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2020. P. 19-23.

26. Martynenko G., Martynenko V. Modeling of the dynamics of rotors of an energy gas turbine installation using an analytical method for analyzing active magnetic bearing circuits. *2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Conference Proceedings*, Kharkiv, 5-10 October 2020. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2020. P. 92-97.

27. Martynenko G., Martynenko V. Identification of computational models of the dynamics of gas turbine unit rotors with magnetic bearings by incomplete data for design automation. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, 2021. Vol. 188. P. 451-463.

28. Merculov V., Kostin M., Martynenko G., Smetankina N., Martynenko V. Force simulation of bird strike issues of aircraft turbojet engine fan blades. In: Cioboată D.D. (eds) *International Conference on Reliable Systems Engineering ICoRSE 2021. Lecture Notes in Networks and Systems*, 2022. Vol. 305. P. 129-141.

29. Martynenko G., Martynenko V. Computer modeling and simulation analysis of linear and nonlinear phenomena of rotor dynamics in systems with magnetic bearings. *2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Conference Proceedings*, Kharkiv, 13-17 September 2021. Kharkiv: National

Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2021. P. 213-217.

30. Martynenko V. The closed cycle of designing an industrial axial fan using modern engineering software tools. *2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*: Conference Proceedings, Kharkiv, 13-17 September 2021. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2021. P. 228-233.

31. Martynenko G., Martynenko V. Permanent magnets with magnetizing winding for varying mechanical stiffness. *2021 International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*: Conference Proceedings, Kremenchuk, 21-24 September 2021. Kremenchuk: Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 2021. P. 1-6.

32. Martynenko G., Martynenko V. Mathematical and computer simulation of rotor dynamics phenomena in electromechanical systems with magnetic bearings. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2021*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2022. Vol. 367. P. 403-414.

33. Martynenko V. Design and analysis of the bimetallic fan blade. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2021*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2022. Vol. 367. P. 437-448.

34. Merculov V., Kostin M., Martynenko G., Smetankina N., Martynenko V. Peculiarities of the modelling of the bird dynamic impact on fan blades of an aircraft turbojet engine at operating modes. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2021*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2022. Vol. 367. P. 462-473.

35. Martynenko V. Computational simulation model of the contact behavior of fiber reinforced composites on the basis of analytical and semi analytical algorithms. *2022 IEEE 3rd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*: Conference Proceedings, Kharkiv, 3-7 October 2022. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2022. P. 1-6.

36. Martynenko G., Smetankina N., Martynenko V., Merculov V., Kostin M. Simulation modelling of the process of birds fly into the turbojet aircraft engine fan to determine most dangerous cases in terms of blade strength. *2022 IEEE 3rd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*: Conference Proceedings, Kharkiv, 3-7 October 2022. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2022. P. 1-6.

37. Martynenko G., Martynenko V., Pidkurkova I. Integrated software for numerical calculation of active magnetic bearings force characteristics with data accumulation for various parameters. *2022 IEEE 3rd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*: Conference Proceedings, Kharkiv, 3-7 October 2022. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2022. P. 1-6.

38. Martynenko G., Martynenko V., Pidkurkova I. Parametric numerical analysis of restoring magnetic forces dependences in radial active magnetic bearings with a given control law. *2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy System (MEES)*: Conference Proceedings, Kremenchuk, 20-23 October 2022. Kremenchuk: Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 2022. P. 1-6.

39. Merculov V., Kostin M., Martynenko G., Smetankina N., Martynenko V.

Improving the accuracy of the behaviour simulation of the material of the turbojet aircraft engine fan rotor blades in the event of a bird strike by using adapted finite element computational models. *Materials Today: Proceedings*. Vol. 59, Part 3. 2022. P. 1797-1803.

40. Martynenko V. Design improvements of an industrial centrifugal fan based on the computer mathematical simulation. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2022*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. Vol. 657. P. 268-280.

41. Martynenko G., Smetankina N., Martynenko V., Merculov V. Influence of using different material models of an aircraft gas turbine engine fan blade and a bird when simulating the dynamics of a collision process in flight. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2022*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. Vol. 657. P. 384-395.

42. Kochurov R., Moroz L., Martynenko V. Nonlinear response of the rotor supported by gas journal bearings considering stationary and rotating herringbone grooves. *ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition: Conference Proceedings*, Boston, 26-30 June 2023. Boston: Hynes Convention Center, 2023. P. 1-12.

43. Martynenko G., Martynenko V. Electromagnetic part of the mathematical model for simulating processes in the mechatronic system “rotor in active magnetic bearings. *2023 IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Conference Proceedings*, Kharkiv, 2-6 October 2023. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2023. P. 1-6.

44. Martynenko V. Numerical and experimental investigation of the rotor blade joint. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2023*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2024. Vol. 1008. P. 373-382.

45. Kochurov R., Martynenko V., Moroz L., Govorushchenko Y. Ball bearing dynamic stiffness prediction considering an uncertain position of rolling elements. *ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition: Conference Proceedings*, London, 24-28 June 2024. London: ExCeL London, 2024. P. 1-11.

46. Martynenko G., Martynenko V. Experimental analysis and modification of the rotor system with passive and active magnetic bearings to improve its dynamics characteristics. *2024 IEEE 5th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Conference Proceedings*, Kharkiv, 7-11 October 2024. Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2024. P. 1-6.

47. Martynenko G., Martynenko V. Justification of the need to use nonlinear mathematical models to describe dynamics of rotor systems with elastic-damping support magnetic elements. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering ICTM 2024*. Lecture Notes in Networks and Systems, 2025. Vol. 1474. P. 264-275.

48. Kochurov R., Martynenko V., Moroz L., Govorushchenko Y. Evaluating the influence of different equations of state on real gas effects in herringbone grooved bearings. *ASME Turbo Expo 2025: Turbomachinery Technical Conference and Exposition: Conference Proceedings*, Memphis, 16-20 June 2025. Memphis: Renasant Convention Center, 2025. P. 1-12.

Матеріали міжнародних науково-технічних та науково-практичних конференцій, конгресів, симпозіумів

49. Мартиненко В.Г., Гриценко М.І. Аналіз статичної та динамічної міцності осьового вентилятора з урахуванням аеродинамічних властивостей потоку та неоднорідності температурного поля. *Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання*: матеріали XV Міжнародної науково-технічної конференції, Харків, 14-17 вересня 2015 року. Харків: ІПМаш ім. А.М. Підгорного, 2015.

50. Мартиненко В.Г., Гриценко М.І. Комплексний підхід до аналізу статичної та динамічної міцності димососу ДО-14. *Інноваційні шляхи модернізації базових галузей промисловості, енерго- та ресурсозбереження, охорона навколишнього природного середовища*: матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції молодих науковців та фахівців, м. Харків, 22-23 березня 2017 року. Харків: ДП «УкрНТЦ «Енергосталь». С. 131-138.

51. Мартиненко В.Г. Експериментальне дослідження анізотропних в'язкопружних властивостей композиційного матеріалу. *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*: тези доповідей XIX міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 19-22 червня 2018 р. Київ: НТУУ «КПІ» ім. І.Сікорського, 2018. С. 30.

52. Аврамов К.В., Мартиненко Г.Ю., Чернобривко М.В., Мартиненко В.Г., Тонконоженко А.М., Кожарін В.Ю. Чисельне моделювання транспортування головної частини ракети. *Космічні технології: сучасне та майбутнє*: матеріали VII Міжнародної конференції, м. Дніпро, 21-24 травня 2019 р. КБ «Південне». С. 26.

53. Мартиненко В.Г., Гриценко М.І. Дослідження міцності конічного з'єднання лопатки вентилятора. *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*: тези доповідей XX міжнародної науково-технічної конференції, м. Херсон, 10-13 червня 2019 р. Херсон: ХНТУ, 2019. С. 20-22.

54. Мартиненко В.Г. Методика оцінки міцності композиційних лопаток. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXVIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2020 у 5-ти частинах, м. Харків, 28-30 жовтня 2020 р. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. Ч. 1, С. 81.

55. Мартиненко В.Г. Комплексна оцінка міцності ротора електродвигуна з робочим колесом та підшипниками кочення. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXIX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2021 у 5 частинах, м. Харків, 18-20 травня 2021 р. Харків: НТУ «ХПІ», 2021. Ч. 1, С. 57.

56. Мартиненко В.Г. Оптимальне проектування відцентрового вентилятора на основі обчислювальних методів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022 у 4-х частинах, м. Харків, 19-21 жовтня 2022 р. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. Ч. 1, С. 319.

57. Мартиненко В.Г. Розрахунок та порівняння динамічних характеристик композиційних лопаток роторної машини. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXXII міжнародної

науково-практичної конференції MicroCAD-2024, м. Харків, 22-25 травня 2024 р. Харків: НТУ «ХП», 2024. С. 459.

58. Мартиненко Г.Ю., Мартиненко В.Г. Чисельна симуляція динаміки ротора детандер-компресорного агрегату для зміни його конструкції з метою встановлення у магнітні підшипники. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXXII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2024, м. Харків, 22-25 травня 2024 р. Харків: НТУ «ХП», 2024. С. 460.

59. Мартиненко В.Г. Вивчення інтегральних жорсткісних та демпфувальних характеристик активного магнітного конструктивного елементу підвищування віброізоляційної системи. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, м. Харків, 14-17 травня 2025 р. Харків: НТУ «ХП», 2025. С. 574.

60. Мартиненко В.Г. Дослідження міцності біматеріальної лопатки зі сталевим хвостовиком та аеродинамічним профілем, виконаним з метал-матричного композиту. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, м. Харків, 14-17 травня 2025 р. Харків: НТУ «ХП», 2025. С. 575.

Статті у наукових виданнях, включених до Переліку наукових фахових видань України з іншої галузі науки

61. Русанов А.В., Мартиненко Г.Ю., Аврамов К.В., Варлахов В.О., Мартиненко В.Г. Встановлення причин руйнування пакетів лопаток турбін під час виконання судових експертиз. *Теорія і практика судової експертизи і криміналістики*. 2017. № 17. С. 297-307.

АНОТАЦІЯ

Мартиненко В.Г. Міцність складених та композиційних елементів роторів з урахуванням взаємопов'язаності динамічних процесів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2025 р.

Дисертаційна робота присвячена розробці нового комплексного підходу до визначення статичної та динамічної міцності складених та композиційних елементів роторів через моделювання їхньої стаціонарної та нестаціонарної поведінки, яке враховує взаємопов'язаність динамічних процесів, що відбуваються в таких елементах з одного боку та в пружно-демпферних підшипникових опорах валу з іншого боку, які об'єднані між собою пружним ротором через належним чином відтворені з'єднання між його конструктивними частинами. Проведено огляд сучасних джерел інформації та наявних підходів до розв'язання задачі визначення міцності елементів роторів, виконаних з

композиційних матеріалів, а також моделювання динамічної поведінки роторів в контактних та безконтактних підшипникових опорах. Розроблена узагальнююча методика у вигляді повного циклу проектування ротора осьової турбомашини та екстенсивні методи підвищення міцності відцентрових і осьових роторів, після чого створюються власні методи врахування аеродинамічних та ударних навантажень на лопатки роторів турбомашин, що впливають на їхню статичну та динамічну міцність. Пропонується підхід до побудови моделі контактної взаємодії між елементами роторів турбомашин, а також розглядаються методи руйнівного та неруйнівного визначення статичної та динамічної міцності цих елементів і з'єднань між ними на основі розрахункових та експериментальних досліджень механічної поведінки існуючих і нових вузлів роторів. Створені нові методи визначення характеристик контактних та безконтактних підшипникових опор та їхнього впливу на динамічну міцність роторів у таких опорах і проводиться розв'язання пов'язаних з підшипниковими опорами практичних проблем функціонування роторних машин. Для вирішення практичних проблем абразивного зношування пропонуються концепції біматеріальних лопаток осьового ротору турбомашини зі сталевим хвостовиком та алюмінієвим суцільнометалевим, полімерним та метал-матричним композиційними аеродинамічними профілями, міцність яких перевіряється експериментально та за допомогою розробленого у роботі комплексного методу дослідження.

Ключові слова: статична і динамічна міцність, механічна поведінка, пружність, пластичність, руйнування, стаціонарне і нестаціонарне навантаження, контактна взаємодія, динаміка роторів, підшипник, композиційний матеріал, турбомашини, аеродинамічний профіль.

ABSTRACT

Martynenko V.G. Strength of compound and composite elements of rotors considering interconnection of dynamic processes. – Manuscript.

The thesis for granting the Scientific Degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2025.

The thesis is devoted to the task of developing a new comprehensive approach to determining the static and dynamic strength of compound and composite elements of rotors through modeling their steady and transient behavior, which takes into account the interconnection of dynamic processes occurring in such elements on the one hand and in the elastic-damper bearing supports of the shaft on the other hand, which are interconnected by an elastic rotor through properly reproduced connections between its structural parts. The first section reviews modern sources of information and existing approaches to solving the problem of determining the strength of rotor elements made of composite materials, as well as modeling the dynamic behavior of rotors in contact and non-contact bearing supports. The second section develops the generalized methodology in the form of a closed-loop design of the axial turbomachine rotor and extensive methods for increasing the strength of centrifugal and axial rotors, after which proprietary methods for taking into account aerodynamic and impact loads

on the turbomachine rotor blades which affect their static and dynamic strength are proposed. The third section presents an approach to build a model of contact interaction between the turbomachine rotor elements, and methods for destructive and non-destructive determination of the static and dynamic strength of these elements and connections between them are considered based on computational and experimental studies of the mechanical behavior of existing and new rotor assemblies. The fourth section creates new methods for determining the characteristics of contact and non-contact bearing supports and their influence on the dynamic strength of rotors in such supports with solving practical problems of the rotary machine functioning related to bearing supports. The fifth section proposes concepts of compound blades of the turbomachine axial rotor with a steel root and aluminum solid, polymer and metal-matrix composite airfoils to solve practical problems of abrasive wear, and the strength of these concepts is tested experimentally and using the developed comprehensive research method. The suggested modelling and simulation approaches and developed design solutions found their practical implementation in the industrial and production activities of LLC "ITC "Donventyliator" (Kharkiv, Ukraine), SoftInWay, Inc. (Boston, USA), LLC "Advanced Digital Solutions" (Kharkiv, Ukraine), and SKF (Göteborg, Sweden), as well as in the parts of individual sections of the work in the performance of the NRFU grant and four state-budget research projects of the Ministry of Education and Science of Ukraine, which is reflected in the relevant implementation certificates.

Keywords: static and dynamic strength, mechanical behavior, elasticity, plasticity, fracture, steady and transient loading, contact interaction, rotor dynamics, bearing, composite material, turbomachine, airfoil.

