

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Механіко – технологічний факультет**

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри  
Тракторів і автомобілів**  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ Калінін Є.І.  
(підпис) (ПІБ)

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА**

**на тему «Підвищення експлуатаційних характеристик автотракторних  
двигунів за рахунок використання композитних матеріалів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

**Гарант освітньої програми**

К.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сівак І.М.  
(ПІБ)

**Керівник дипломного проєкту бакалавра**

К.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Романченко В.М.  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Мархотко Сергій Миколайович  
(ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Механіко – технологічний факультет**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри**

**Тракторів і автомобілів**

**д.т.н., професор**

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис)

**Калінін Є.І.**

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

**З А В Д А Н Н Я**

**на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту**

**Мархотко Сергій Миколайович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення експлуатаційних характеристик автотракторних двигунів за рахунок використання композитних матеріалів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

**Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра** Нормативно довідкова література. Види та характеристики ДВЗ.

**Перелік питань які потрібно розробити**

Вступ

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ МАСОВО-ІНЕРЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ

1.1. Характер впливу інерційності ротора турбокомпресора на динамічні якості перехідних режимів роботи ДВЗ.

1.2. Проблема підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів та напрямки пошуку її вирішення

1.3 Аналіз варіантів конструкцій робочих коліс турбокомпресорів з композиційних матеріалів

1.4 Висновок по розділу 1

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНІСНИХ І ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСА З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

2.1 Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з традиційних матеріалів

2.1.1 Кінцево-елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни

2.1.2. Граничні умови та зовнішні впливи

2.1.3. Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з традиційних матеріалів

2.2. Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з композиційних матеріалів

2.2.1. Елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни

2.2.2 Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з композиційних матеріалів

Висновок по розділу 2

## РОЗДІЛ 3 СТЕНД, ОБ'ЄКТ, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Завдання експерименту (дослідної апробації)

3.2 Верифікація моделей, що оцінюють міцність робочого колеса компресора

3.2.1 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 експериментальним шляхом

3.2.2 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 розрахунковим шляхом

Висновок по розділу 3

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Перелік графічного матеріалу

---

1. Загальні характеристики.

2. Конструкція турбінних коліс

3. Технологічний процес перевірки.

4. Безпека та екологічність.

5. Розрахунок ефективності спроектованої конструкції.

6. Технічна пропозиція.

7. Висновки

---

Дата видачі завдання «\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Керівник дипломного проєкту бакалавра**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Романченко В.М.

(прізвище та ініціали)

**Завдання прийняв до виконання**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Мархотко С.М.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Загальний обсяг роботи становить 75 сторінок, що включають 54 рисунків, 12 таблиць, 37 літературних джерел, додаток.

В даний час існує тенденція підвищення агрегатних потужностей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Одним із найефективніших способів досягнення цього є застосування у руховій установці турбокомпресора (ТК). За всіх переваг цього способу підвищення продуктивності ДВЗ, він має ряд недоліків.

Однією із проблем залишається недостатня експлуатаційна надійність підшипникового вузла [1-5], з яким пов'язана значна частка відмов у роботі ТК загалом. Залежно від конструктивних особливостей ТК, кількість відмов системи наддуву від загальної кількості відмов двигуна становить 8-26%.

Відмови підшипників здебільшого пов'язані з умовами їхньої експлуатації, зокрема, з високим рівнем їхньої навантаженості, який у свою чергу визначається масами та моментами інерції елементів ротора. На це вказують результати [6]. Відповідно до положень цієї роботи, масово-інерційні характеристики робочих коліс турбокомпресора практично повністю визначають ступінь навантаженості підшипників, отже їх зниження дозволить підвищити надійність вузла та ресурсні характеристики ТК загалом.

З високою інерційністю ротора пов'язана також проблема появи сухого тертя в підшипнику після зупинки двигуна. Це відбувається, коли ротор за інерцією ще продовжує обертатися, а надлишковий тиск масляної лінії близько до нуля [7,8]. На даний момент ця проблема вирішується шляхом встановлення гідроакумулятора в систему для утримання тиску масла після зупинки двигуна або шляхом забезпечення експлуатації двигуна без різких зупинок за рахунок дій персоналу.

Іншою важливою проблемою сучасних систем турбонаддуву є те, що двигун, що працює спільно з такою системою, на відміну від безнаддувного варіанта, як правило, має уповільнений відгук на збільшення подачі палива, що зумовлює таке негативне явище як "Турбояма". Після подолання системою

«турбоями» виникає стрибок потужності – турбопідхоплення, що характеризується зростанням динамічних навантажень на деталі двигуна. Зазначені негативні особливості газотурбінного наддуву погіршують пускові властивості двигуна, його ємність та економічність. Оцінці впливу інерційності ротора на тривалість перебігу перехідних процесів присвячена робота [9], у якій у результаті розрахунку отримано такий висновок: «зменшення моменту інерції на 31% призвело до зниження тривалості перехідного процесу на 12%». Результати, представлені у цій роботі, показують, що тривалість перехідного процесу має прямо пропорційну залежність від моменту інерції ротора. На основі експериментального дослідження авторами роботи [10] сформульовано тезу про те, що зниження моменту інерції ротора на 47% здатне зменшити час тривалості зростання тиску на впуску з 0,1 МПа до 0,141 МПа на 32%.

Таким чином, пошук можливостей щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик двигуна та його системи турбонаддуву шляхом зниження маси та моментів інерції елементів ротора ТК може бути віднесений до одного з актуальних напрямів у дослідницькій практиці двигунобудування.

В даний час в інженерній практиці для зниження масово-інерційних характеристик різних конструкцій широко використовуються композиційні матеріали (КМ). В галузі матеріалознавства активно ведуться роботи з пошуку подібних матеріалів з високою питомою міцністю, що не поступаються традиційним металевим сплавам. Тому доцільними є дослідження в галузі застосування КМ в елементах конструкції турбокомпресора, його робочих колесах (РК).

Слід зазначити, що у двигунобудуванні на сьогоднішній день існує низка бар'єрів, які стоять на шляху практичного застосування КМ у конструкціях ТК ДВЗ.

Мета роботи полягає у вдосконаленні експлуатаційних характеристик автотракторних двигунів шляхом застосування композиційних матеріалів у робочих колесах турбокомпресора.

## ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ МАСОВО-ІНЕРЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ	9
1.1. Характер впливу інерційності ротора турбокомпресора на динамічні якості перехідних режимів роботи ДВЗ.	9
1.2. Проблема підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів та напрямки пошуку її вирішення	11
1.3 Аналіз варіантів конструкцій робочих коліс турбокомпресорів з композиційних матеріалів	.....15
1.4 Висновок по розділу 1	.....21
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНІСНИХ І ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРА ТУРБОКОМ- ПРЕСА З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ	.....23
2.1 Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з традиційних матеріалів	.....23
2.1.1 Кінцево-елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни ...	23
2.1.2. Граничні умови та зовнішні впливи	.....25
2.1.3. Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з традиційних матеріалів	.....27
2.2. Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з композиційних матеріалів	.....31
2.2.1. Елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни	.....31
2.2.2 Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з композиційних матеріалів	.....34
Висновок по розділу 2	.....48
РОЗДІЛ 3 СТЕНД, ОБ'ЄКТ, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	.....52
3.1 Завдання експерименту (дослідної апробації)	.....52

3.2 Верифікація моделей, що оцінюють міцність робочого колеса компресора	.....52
3.2.1 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 експериментальним шляхом	.....52
3.2.2 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 розрахунковим шляхом	.....59
Висновок по розділу 3	.....67
ВИСНОВКИ	.....69
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	.....71
ДОДАТКИ	.....75

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ МАСОВО-ІНЕРЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ

1.1. Характер впливу інерційності ротора турбокомпресора на динамічні якості перехідних режимів роботи ДВЗ.

Проблема динамічної якості перехідних режимів для наддувних двигунів внутрішнього згоряння не є принципово новою, з цього питання є велика кількість теоретичних та експериментальних робіт.

Всі методи придушення негативних явищ, зокрема, тривалості перехідних процесів системи «ДВЗ-ТК», відповідно до [9,11,12], можна розділити на чотири групи: підведення енергії від зовнішнього джерела, регулювання ТК, збільшення наявної енергії відпрацьованих газів перед турбіною, застосування перспективних матеріалів.

Підведення енергії від зовнішнього джерела пропонується реалізовувати такими способами:

- застосування додаткового компресора з електричним приводом або механічним приводом від колінчастого валу;
- застосування гідротурбіни з колесом Пельтона.

Ці способи дозволяють збільшити ефективний момент ДВЗ, що крутить, на малих оборотах. Однак вони мають недоліки у вигляді ускладнення конструкції, необхідності застосування високооборотного електродвигуна та складної системи керування ним. У разі останнього способу практично немає досвіду застосування. Відсутні порівняльні дослідження техніко-економічних показників кожного із цих видів додаткового приводу ротора ТК.

До наведених вище заходів можна умовно віднести такий неуніверсальний спосіб, як подача повітря в ТК від зовнішнього джерела. Основний недолік такого підходу полягає в можливості його застосування тільки в енергоустановках високої потужності.

Метод регулювання ТК передбачає такі заходи:

- Застосування регульованого соплового апарату. До недоліків даного підходу можна віднести зменшення ККД турбіни при зміні положення лопаток і ступеня розширення газу в турбіні, зниження ступеня наддуву в області високих чисел обертів роботи ДВЗ, складність конструкції;

- Зміна ступеня парціальності турбіни. Його основним недоліком є зменшення ККД турбіни;

- Застосування систем з паралельною подачею повітря двома ТК. Дана система дозволяє оптимізувати роботу ДВЗ у всьому діапазоні застосування ТК різної розмірності, але вимагає установки додаткового турбокомпресора;

- Використання багатоступеневих систем наддуву. Цей спосіб є найбільш ефективним з точки зору підвищення динамічних якостей ДВЗ. Він дозволяє розширити діапазон швидкісних режимів ДВЗ з підвищеним рівнем пристосованості. Недолік – висока вартість.

Окремо слід відзначити способи боротьби тільки з турбопідхопленнями. Це, в першу чергу, перепуск повітря через компресор або відпрацьованих газів через турбіну і дроселювання.

Збільшення наявної енергії відпрацьованих газів перед турбіною. До способів, що реалізують такий підхід, відносяться:

– установка додаткової камери згоряння. Основний недолік – висока вартість;

- Зменшення кута випередження впорскування палива;

- Зміна фази відкриття випускного клапана.

Найбільший прогрес у цій галузі досягнуто закордонними фірмами «Гаррет», «Ішікава», «Міцубісі», «Нісан» і «Тойота». Згідно з [15], фірма «Нісан» наприкінці 80-х років виготовляла в місяць 5000 турбокомпресорів з керамічними турбінними колесами.

У вітчизняній роботі [9] наведено залежність, яка показує, що тривалість перехідного процесу має прямо пропорційну залежність від моменту інерції ротора. При математичному моделюванні роботи двигуна спільно з ТКР-14С отримано, що зниження моменту інерції на 31% призводить до зниження

тривалості перехідного процесу на 12%. Графік залежності тривалості перехідного процесу від моменту інерції ротора представлений на рис.1.1.

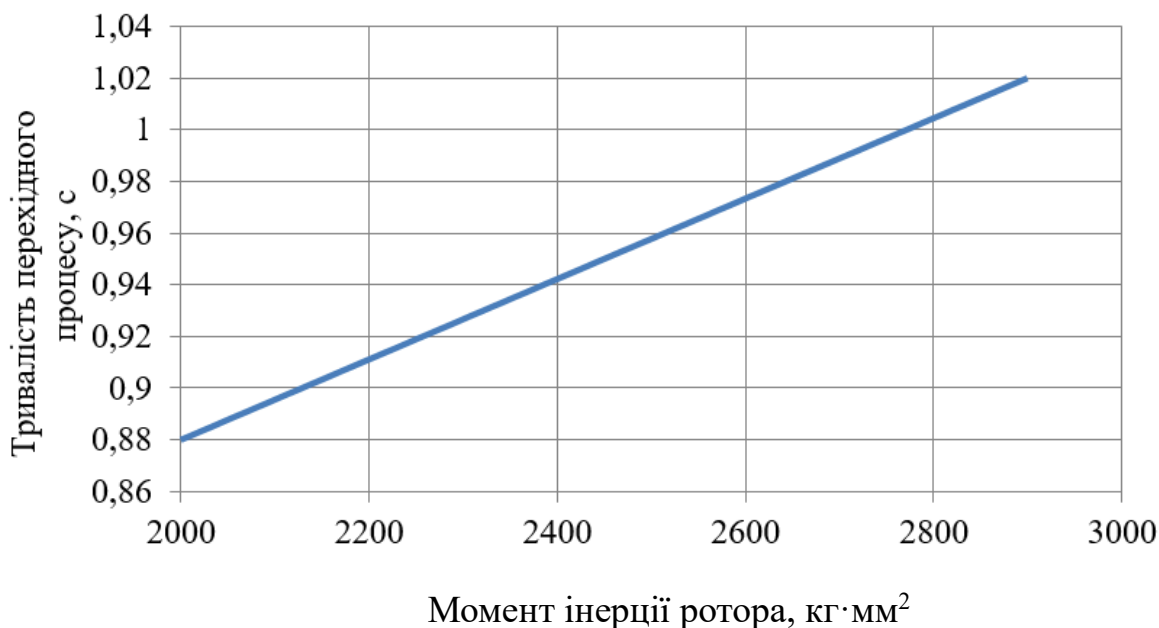


Рис.1.1 – Залежність тривалості перехідного процесу від моменту інерції ротора ТКР-14С.

Цей типорозмір ТК схожий за своїми характеристиками з розглянутим у роботі ТКР-130. Це дозволяє в подальшому провести екстраполяцію тривалості перехідного процесу залежно від моменту інерції, де зниження моменту інерції на 1% призводить до зменшення тривалості перехідного процесу на 0,39%.

## 1.2. Проблема підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів та напрямки пошуку її вирішення

На даний момент можна виділити два основних підходи до підвищення надійності ТК: метод моніторингу конструкції ДВЗ під час ремонту та експлуатації і метод конструктивних удосконалень, до якого можна віднести введення додаткових елементів до складу ДВЗ.

Метод моніторингу полягає в підтримці надійності турбокомпресора в експлуатації за допомогою комплексного контролю, діагностування та

усунення порушень його роботи під час планових ремонтних робіт. Основні положення щодо цього методу викладені в [5]. У даній роботі було зібрано значний обсяг статистичної інформації щодо кількості відмов і причин їх виникнення в тепловозних дизелях. У ній виконано аналіз надійності турбокомпресорів і виявлено причини виникнення помпажу в умовах низьких температур і тисків, які виявилися пов'язаними з закоксуванням соплових і робочих лопаток турбіни. На основі цього аналізу розроблено діагностичну модель для оцінки запасів стійкості компресора по помпажу і сформовано методику контролю та діагностування технічного стану ТК, а також описано її засоби, серед яких увійшов пристрій для захисту компресора від помпажу. Крім цього, в роботі представлена стратегія підвищення надійності роботи ТК в експлуатації, заснована на моніторингу його технічного стану в експлуатації та на стендових випробуваннях після ремонту. Основні причини відмов і їх кількісний опис, виявлений в результаті збору даних по тепловозним двигунам, є лише частиною загальної картини безлічі причин відмов в ТК транспортних двигунів. Недоліком запропонованої методики підвищення надійності та діагностики є її неуніверсальність. Дані цього наукового дослідження неможливо застосувати до ТК малолітражних двигунів. Однак слід зазначити можливість застосування методик, наведених у даній роботі, до судових дизелів з огляду на схожість їх габаритів і специфіки експлуатації з тепловозними дизелями. Крім цього, не можна не відзначити, що представлений в роботі матеріал важливий для розуміння причин відмов ТК всіх транспортних ДВЗ в цілому.

До методу моніторингу можна віднести роботу [16]. У цій роботі викладено основні теоретичні положення методів імовірнісного прогнозування надійності ТК, на основі яких слід планувати цикл експлуатації та ремонтно-відновлювальні роботи.

Основним недоліком вищеописаних способів підвищення надійності є те, що для прогнозування надійної роботи ДВЗ необхідно мати досить велику

статистичну базу на кожен його тип-розмір з урахуванням особливостей технології виготовлення.

Метод конструктивних удосконалень. Найбільш поширеним способом підвищення надійності є удосконалення конструкції ДВЗ на основі результатів розрахунків, отриманих методами чисельного моделювання. Ці методи не є специфічними і характерними тільки для даного роду конструкцій і широко використовуються в інших галузях техніки. Стосовно ротора ТК метод кінцевих елементів застосовувався в роботі [16]. У цій роботі наведено результати теплового, модального та термоміцного аналізів станів ротора. На основі отриманих результатів авторами запропоновано варіант конструкції ротора, у якого знижено максимальну робочу температуру та пов'язані з нею теплові напруження.

Підвищення надійності ТК за допомогою оптимізації конструкції описано А.Ф. Малаховецьким в [1]. Ним обґрунтовано вдосконалення підшипникового вузла і теплоізоляції ТК, спрямовані на зниження механічних втрат в підшипнику, поліпшення його охолодження і, як наслідок, на зниження теплонапруженості корпусу підшипника.

Найбільш повне моделювання теплових процесів, що відбуваються в ТК в процесі експлуатації, представлено в роботі В.А. Луценко [17]. У даній роботі отримано рішення комплексної задачі, постановка якої включала в себе:

- тепломасообмін повітря, відпрацьованих газів і масла з деталями ТК;
- визначення параметрів течії в'язкої рідини;
- теплопередачу між елементами конструкцій ТК.

Основними результатами роботи є наступні два висновки:

- відсутність маслорозподільних каналок дозволяє знижувати рівень вібрацій ротора на 30–40%;
- під час експлуатації ТК необхідно не допускати різкої зупинки двигуна протягом 1–5 хв. після роботи його під навантаженням через необхідність зниження температури елементів конструкції.

Останній висновок не є принципово новим. Згідно з [8] для різних двигунів рекомендований час зупинки становить 3–5 хв.

З метою підвищення надійності роботи ТК в даний час [7] розглядаються варіанти установки в систему турбокомпресора додаткового гідроакумулятора і гальмівного пристрою. Гідроакумулятор дозволяє здійснювати штатне змащення і охолодження підшипників ротора при падінні оборотів колінчастого валу ДВЗ, а гальмівний пристрій дозволяє скоротити час вибігу ротора ТК і, тим самим, запобігти настанню масляного голодування і сухого тертя в його підшипниках. Авторами цієї роботи показано, що застосування гальмівного пристрою ротора скорочує тривалість його вибігу на 30-35%. Цей прийом призводить до зменшення кількості відмов ТК на 10-15%. Крім цього, з'являється можливість зменшити габарити і час роботи гідроакумулятора при одночасному виключенні помпажу в компресорній частині. Недоліком даного підходу є необхідність установки додаткових агрегатів в систему ДВЗ-ТК, що, в свою чергу, може привести до збільшення вартості конструкції і до зменшення загальної надійності системи. Однак можна припустити, що критичність відмов нововстановлених агрегатів, по всій видимості, буде невисокою.

Встановлення додаткового обладнання ТК з метою підвищення його надійності в даний час обговорюється дуже широко. У роботі [3] автор провів патентний пошук і запропонував використовувати мікроциклонне відділення сажі з відпрацьованих газів, що надходять в турбіну. Дана пропозиція є перспективною, але потребує додаткових досліджень, оскільки установка такого пристрою в газовий тракт створить додатковий газодинамічний опір потоку, який буде зменшувати енергію відпрацьованих газів і знижувати крутний момент на турбіні. Необхідний комплексний аналіз можливих технічних, експлуатаційних та економічних наслідків запропонованого рішення.

За оцінками досліджень [18–22] можна сформулювати основні способи подальшого підвищення надійності ТК. За даними цих робіт зроблено прогноз про можливе підвищення надійності ТК за допомогою таких заходів:

- вдосконалення підшипникового вузла на 15–20%;
- встановлення вбудованих коректорів подачі палива на 10–25%;
- застосування матеріалів з поліпшеними властивостями на 10–13%;
- інтенсифікація охолодження корпусу ТК на 10–20%;
- зниження теплової напруженості на 5–10%;
- вдосконалення системи змащення дизел на 5–7%;
- зниження вібрації елементів ТК на 2–5%.

### 1.3 Аналіз варіантів конструкцій робочих коліс турбокомпресорів з композиційних матеріалів

Найдешевшими і найменш трудомісткими у виготовленні є РК, виконані з дискретно-армованих КМ, в основі технології виготовлення яких лежить лиття [51]. Процес створення таких коліс схожий з традиційними способами отримання подібних елементів з металу – лиття у форму і подальша механічна обробка. В окремих випадках можуть також застосовуватися піролітичні та силікуючі операції. Структура армування волокнами при цьому матиме невпорядкований або напіввпорядкований характер.

Напіввпорядкований характер може бути сформований застосуванням різних технологічних операцій, таких як спрямоване охолодження і спеціальне розміщення ливарних каналів. Однак міцність таких коліс невисока і буде порівнянна з міцністю коліс, виконаних за традиційною технологією [32], а в ряді випадків поступатися їм. Тут варто також зазначити, що визначення параметрів технологічних процесів виробництва є окремим науковим дослідженням в області технології виготовлення конструкцій з армованих пластиків.

Пошук найбільш доцільних схем армування РК є одним з найважливіших завдань, оскільки вони обумовлюють міцнісні властивості коліс.

В першу чергу необхідність застосування армуючих елементів в конструкції колеса компресора обумовлена різницею напруженості диска по його радіальній координаті. Перші зміцнювальні елементи були у вигляді втулок (рис. 1.3) [52] і призначалися для зняття негативних ефектів, пов'язаних з концентрацією напружень у зоні отвору під вал.

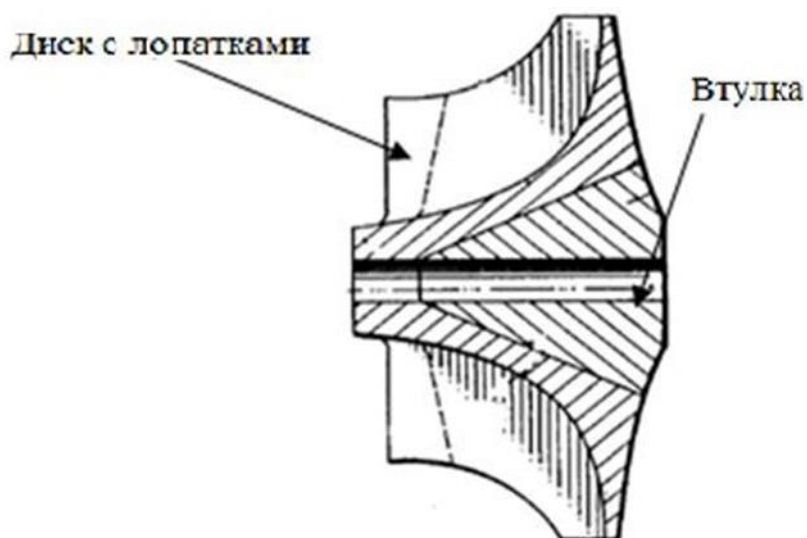


Рис.1.3 – Робоче колесо з втулкою з високоміцного матеріалу

З появою високоміцних КМ з'явилася можливість застосування армуючих елементів типу композитних кілець (рис.1.3), отриманих в результаті намотування волокна з нанесеним на його поверхню матричним шаром або шляхом зв'язування шарів препрега. Зміцнювальні спіралі [53,54] (рис.1.5, 1.6) являють собою напівфабрикат типу препрега з армуючими волокнами, упорядкованими в радіальному і окружному напрямках. При зв'язуванні шарів уздовж осі утворюється каркас диска РК. Надалі він з'єднується з лопатковою частиною, яка виконана литтям або іншим технологічним способом.

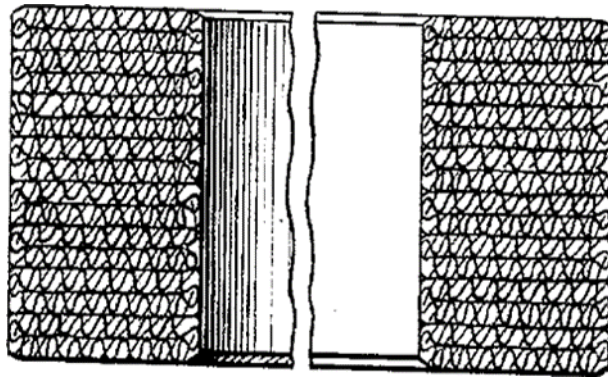


Рис.1.4 – Армуюче кільце РК

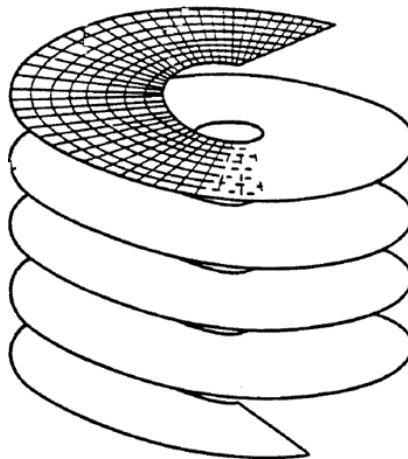


Рис.1.5 – Армуюча спіраль РК

В даний час відомі технології створення просторово армованих структур [55,56], наведених на рис.1.7. Дані варіанти виконання є найбільш складними і дорогими у виробництві, але, з іншого боку, кінцеві вироби, виконані за даною технологією, мають високі міцнісні властивості.

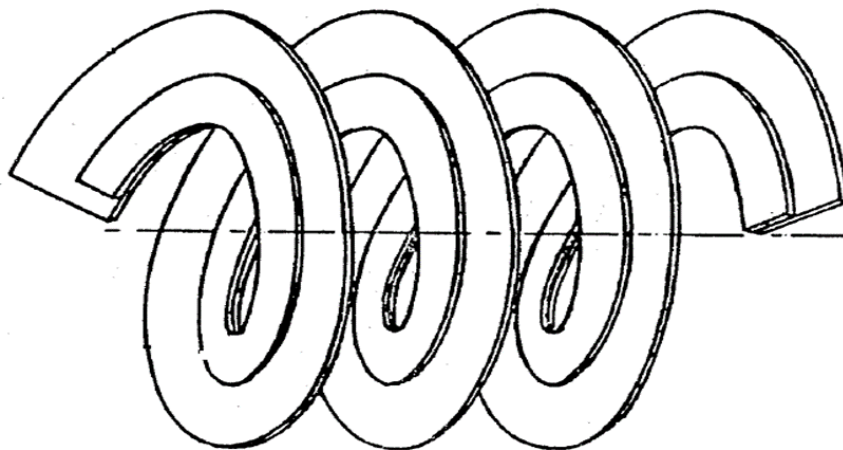


Рис. 1.6 – Композиція армуючих спіралей робочого колеса

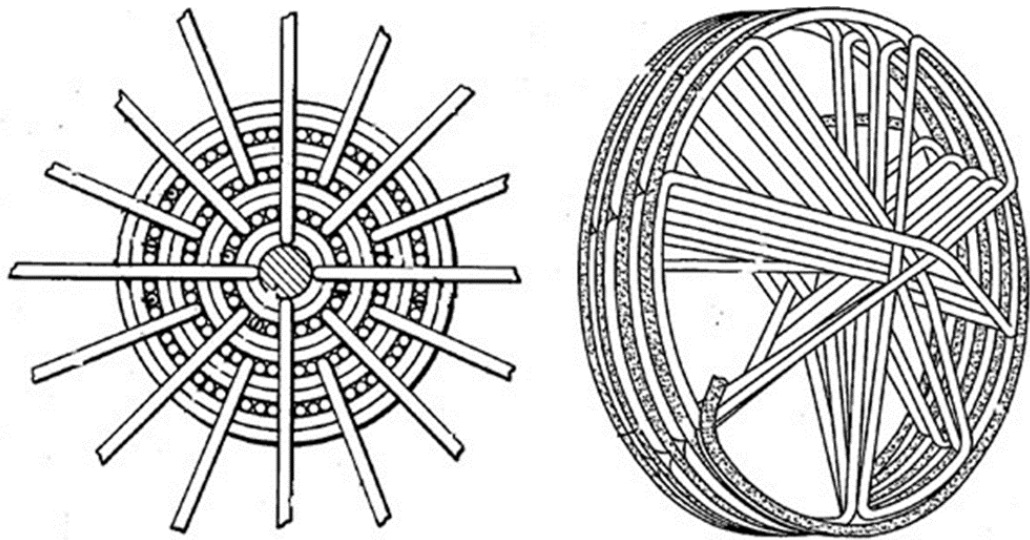


Рис.1.7 – Просторово армуючі структури для робочого колеса.

Ці структури підходять виключно для робочого колеса компресора через значні напруження в його диску. Для армування турбінних коліс такі елементи не доцільні, оскільки напруження на його лопатках і диску практично однакові [28].

У сучасній патентній літературі розглядається цілий ряд складно-армованих конструкцій робочого колеса компресора. Так, у роботі [51] розглядаються найбільш характерні варіанти виконання:

- робоче колесо має зовнішній армуючий шар диска з КМ з неперервними волокнами;
- робоче колесо з армуючим шаром диска має також упорядковане в різних напрямках армування лопаток (рис.1.8).

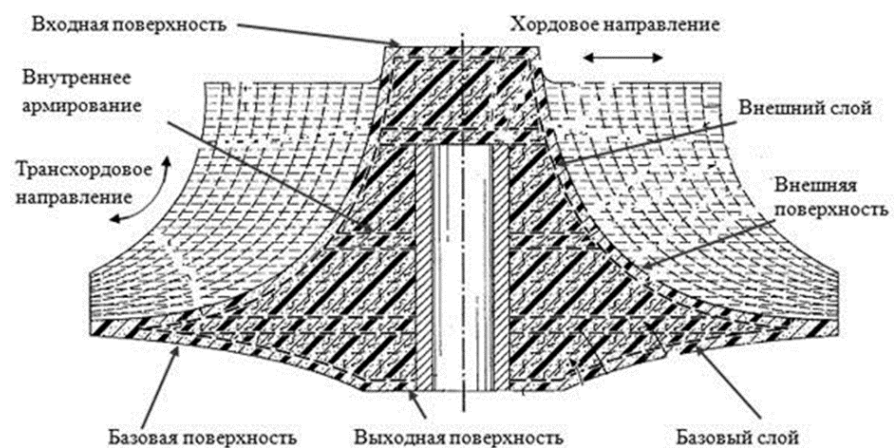


Рис.1.8 – Колесо компресора з армуючим шаром з безперервного КМ на поверхні диска.

Згідно з [45] матриця може бути з епоксидних і фенольних смол, поліамідів, поліпропілену, ПЕЕК або ПІ. Однак у п.1.3 показано, що практично єдиним підходящим є полімер ПАІ. В якості матеріалу волокна, згідно з авторами даного патенту, може бути метал, скло, полімери або вуглець. Однак через високі температури і частоту обертання доцільним є застосування тільки вуглецевих і скляних волокон, а в деяких випадках органічних.

Зовнішній і базовий (армуючий) шар можуть складатися з КМ з безперервними або напівперервними (довжина волокон значно більше діаметра) волокнами, які можуть бути орієнтовані в різних напрямках. Шар волокон може бути у вигляді тканинного матеріалу. Додатково диск може мати внутрішнє армування. Основним недоліком подібних конструкцій, в яких використовуються безперервні волокна, є висока складність виготовлення. Лопатки і диск в цьому випадку необхідно виготовляти окремо з подальшим з'єднанням. Це вимагає складного технологічного оснащення, при цьому міцність РК буде визначатися міцністю зон з'єднання лопаток з диском. Тут також треба мати на увазі, що внутрішнє армування колеса може дати не тільки позитивний ефект з точки зору міцності і жорсткості, але і негативний - в зонах контакту областей з високою жорсткістю можлива поява області концентрацій напружень, що негативно позначиться на втомній міцності РК. Технологія виробництва РК подібної конструкції описана у вітчизняній роботі [51].

Єдиним літературним джерелом, що описує складно-армовану конструкцію робочого колеса турбіни з КМ (рис.1.9), є [52].

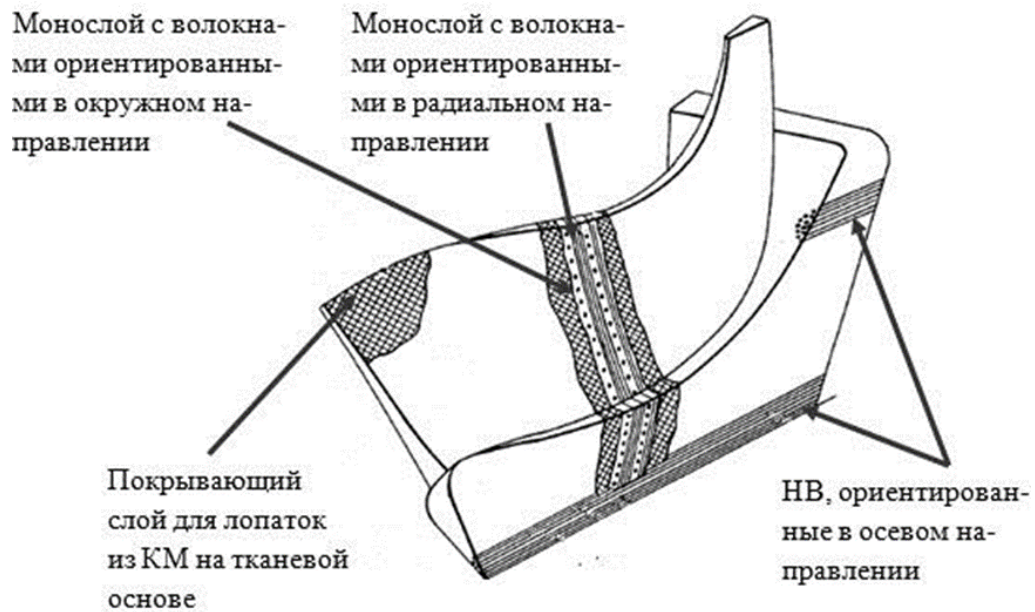


Рис.1.9 – Сектор складно-армованої концепції робочого колеса турбіни з КМ.

Згідно з ним колесо передбачається створювати з композитної болванки, яка в результаті механічної обробки переробляється в заготовку – серцевину. Надалі вона армується покриваючими її шарами. Болванка являє собою композитний пакет, сформований шляхом почергового укладання односпрямованих моношарів КМ уздовж осі ротора. Волокна моношарів орієнтовані в радіальному або окружному напрямках. Ці шари орієнтовані один відносно одного під кутом 90 градусів, тобто композитний пакет укладений за схемою 0/90. Волокна в лопатках, на думку авторів, повинні збігатися з середньою лінією лопаток. Для додаткового підсилення пропонується закладати пучки безперервних волокон в міжлопаткове простір і в осьову зону диска. Волокна в цих пучках орієнтовані в осьовому напрямку. З метою запобігання появі вібрацій, пов'язаних з малою жорсткістю лопаток, даний патент передбачає наносити на поверхню колеса КМ на тканинній основі. Волокна в цьому шарі повинні бути взаємно орієнтованими під 90 градусів, а кут між цими ж волокнами і волокнами серцевини повинен бути 45 градусів. Відсотковий вміст волокна в серцевині і зовнішньому шарі повинен бути рівним.

Основним недоліком цього варіанту виготовлення РК є висока трудомісткість його реалізації. Відсутні розкриті (загальновідомі) технології закладки волокон, орієнтованих в осьовому напрямку, і покриття лопатевого вінця шаром з КМ з армуючим компонентом, що має тканинну структуру.

Даний патент є перспективним, оскільки виконаний за вищенаведеними вказівками РК, дозволить знизити масу і момент інерції всього ротора практично на порядок. Однак міркування, викладені в цьому патенті, потребують проведення попереднього конструкційного аналізу, зокрема на предмет необхідності наявності осьового армування і покриваючих шарів.

Варто також зазначити, що монолітний диск не є характерною особливістю колеса турбіни, він також може застосовуватися і в РК компресора, а отримання болванки може відбуватися більш технологічним.

#### 1.4 Висновок по розділу 1

На основі розглянутого в розділі матеріалу можна сформулювати наступні висновки:

1. Зменшення силових і температурних впливів на підшипниковий вузол є актуальним завданням. Існуючі методи вирішення цього завдання мають недоліки і до кінця не усувають проблеми, що виникають при експлуатації ТК ДВЗ. Застосування КМ з низькою щільністю дозволяє вирішити дану проблему, полегшивши ротор і знизивши його момент інерції. Дана теза підтверджується результатами, викладеними в існуючих роботах, які говорять, що застосування новітніх матеріалів є ефективним способом підвищення характеристик агрегатів наддуву.

2. Проблема зменшення тривалості перехідних процесів на даний момент не має універсального вирішення. Існують тільки способи боротьби з наслідками першопричини, викликаними високою інерційністю ротора.

3. Критеріальні значення властивостей композиційних матеріалів дозволяють зробити висновок, що для компресорних коліс найбільш доцільним є поєднання ПАІ з вуглецевим волокном. Для матеріалу колеса

турбіни найбільш підходить КМ у вигляді композиції C-SiC. Варто відзначити, що нітридні кераміки представляються більш перспективними в якості матриць турбінних коліс, але дослідження в області взаємодії цих матеріалів з армуючими волокнами з металу або вуглецю відсутні.

4. Серед патентів, що описують колеса зі складно-армуючими структурами, можна відзначити наступні:

– РК виконується з поверхневим шаром диска з композиту з безперервними волокнами;

– РК виготовляється з монолітною серцевиною диска з композиту, посиленого безперервними волокнами.

5. На даний момент відсутня єдина методика розрахунків міцності коліс компресора з традиційних і композиційних матеріалів, результати яких добре узгоджувалися б з експериментальними даними.

## РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНІСНИХ І ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРА ТУРБОКОМ- ПРЕСА З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

2.1 Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з традиційних матеріалів

### 2.1.1 Кінцево-елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни

Аналіз міцності коліс виконувався методом кінцевих елементів із застосуванням вирішувача NX Nastran у середовищі пре- та постпроцесора Femap. Для моделювання конструкції коліс були використані тетрадральні елементи. Вибір цих елементів обумовлений їх універсальністю при апроксимації об'єктів складної конфігурації. Гексагональні елементи, що дають більш точні результати при вирішенні нелінійних задач, тут практично не придатні. Це пов'язано зі складною геометричною конфігурацією коліс: наявністю безлічі заокруглень і фасок, формою лопаток.

Кінцево-елементні моделі (КЕМ) коліс представлені на рис.2.4. КЕМ робочого колеса компресора складається з 494848 елементів і має 105684 вузли, а КЕМ робочого колеса турбіни складається з 427585 елементів і має 89385 вузлів. Для розрахунків були використані твердотільні геометричні моделі РК турбокомпресора.

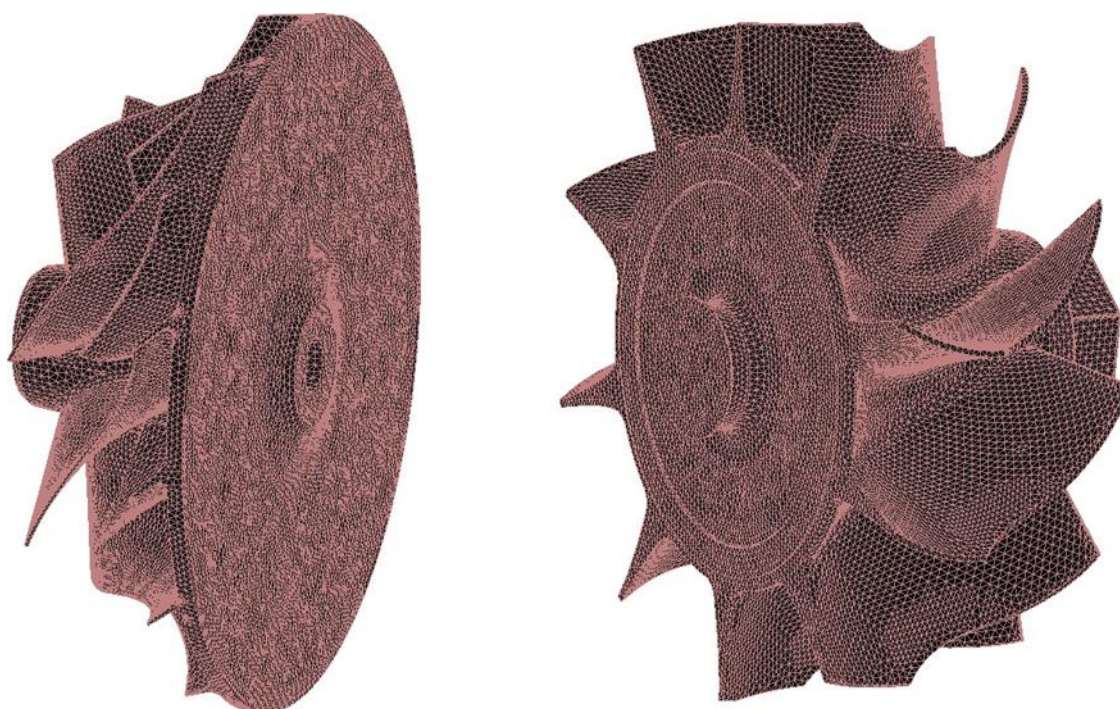


Рис. 2.1 – Кінцево-елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни турбокомпресора

Елементом конструкцій були присвоєні відповідні властивості традиційних матеріалів, які вказані в табл.2.1 і на рис. 2.2–2.3.

Табл. 2.1 – Властивості традиційних матеріалів.

Властивості	Жароміцний нікелевий	Жароміцний нікелевий
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	8220	2710
Коефіцієнт Пуассона $\mu$	0,28	0,3
Коефіцієнт лінійного температурного розширення $\alpha$ , 1/°C	$12,8 \cdot 10^{-6}$	$23 \cdot 10^{-6}$

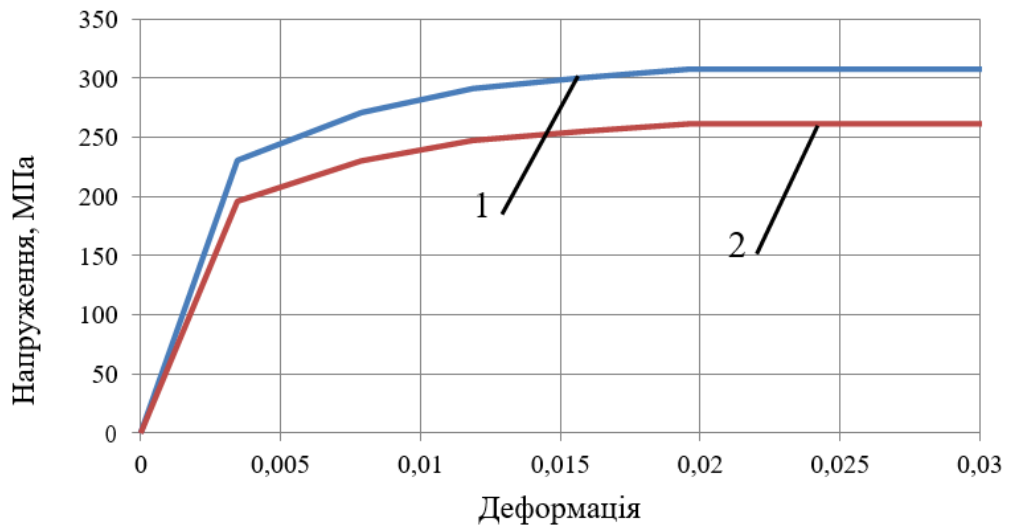


Рис. 2.2 – Крива деформації алюмінієвого сплаву при температурі 20°C (1) і 150°C (2).

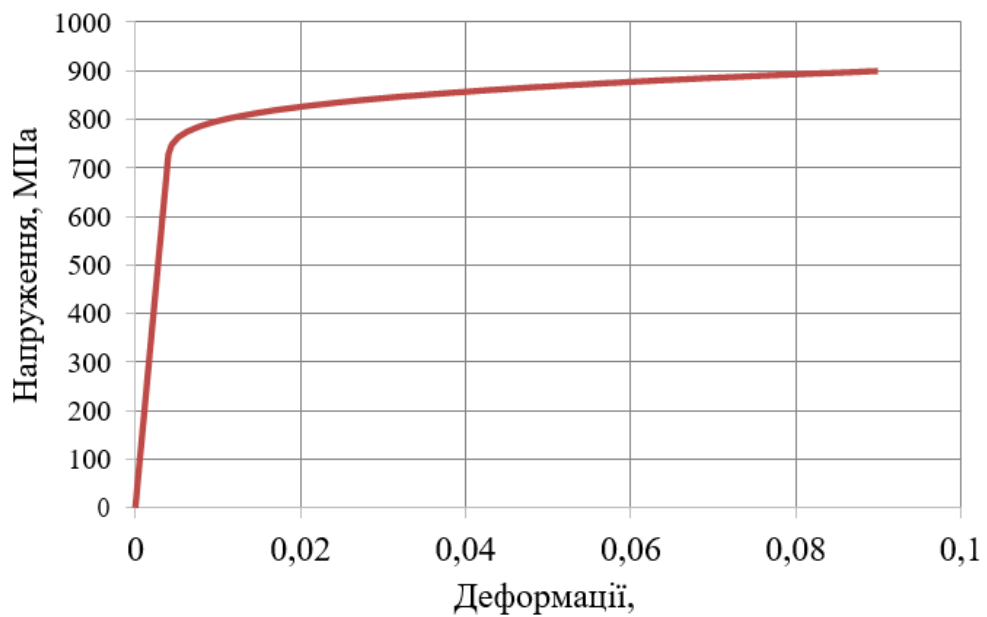


Рис. 2.3 – Крива деформації жароміцного нікелевого сплаву при температурі 540°C

### 2.1.2. Граничні умови та зовнішні впливи

Розрахунок РК виконано для частоти обертання ротора  $1347 \text{ сек}^{-1}$ , що відповідає окружній швидкості на периферії колеса компресора 550 м/с. Залишкові дисбаланси не враховувалися, оскільки їх значення є невеликими і не впливають на НДС РК. Закріплення РК компресора виконано по поверхні

отвору під вал в окружному напрямку і по поверхнях маточини в осьовому напрямку. РК турбіни було закріплено в окружному напрямку по циліндричній поверхні вала, а в осьовому напрямку по торцевій поверхні колеса.

Тепловий вплив приймався згідно з результатами дослідження [17]. Температура на РК компресора визначалася за допомогою вирішення задачі теплопровідності. Граничні умови для задачі теплопровідності РК компресора:

- на зовнішній поверхні диска з боку вхідної та вихідної частин колеса температура має значення  $20^{\circ}\text{C}$  і  $110^{\circ}\text{C}$  відповідно;

- уздовж отвору під вал (по осьовій координаті) температура задавалася від  $20^{\circ}\text{C}$  до  $90^{\circ}\text{C}$ ;

- температура колеса на вході в компресорне колесо  $20^{\circ}\text{C}$ . Температура колеса на маточині  $110^{\circ}\text{C}$ .

Температура РК турбіни приймалася однаковою, рівною  $540^{\circ}\text{C}$ . Варто відзначити, що температурне поле в РК різних марок турбокомпресорів буде відрізнятися один від одного. Воно буде визначатися типом двигуна, з яким працює ТК, і його конструктивними параметрами. Однак на підставі розрахункових результатів, представлених в роботі [17], можна виділити кілька характерних особливостей температурного поля, а також фактори, які його визначають. Температура на турбінному колесі визначається температурою відпрацьованих газів (ВГ). Її значення в першому наближенні може прийматися на 10-20% менше температури ВГ, а градієнт температурного поля допустимо вважати рівним нулю. Температурний стан колеса компресора буде визначатися трьома факторами: температурою повітря перед компресором, ступенем стиснення і температурою масла в підшипниковому вузлі. При цьому тепловий стан колеса більшою мірою визначатиме температура масла, оскільки теплообмін між елементами ротора і маслом значно інтенсивніший, ніж з повітрям у корпусі компресора. Це пояснює той факт, що температура в ступичній зоні РК компресора практично дорівнює температурі масла, а на зовнішньому діаметрі вона не досягає температури стисненого повітря.

### 2.1.3. Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з традиційних матеріалів

Результати розрахунків наведені у вигляді розподілу еквівалентних напружень і переміщень в радіальному і осьовому напрямку. Одиниці вимірювання напружень [Па]. Одиниці вимірювання переміщень [м]. Для зручності завдання навантажень розрахунки проводяться в системі СІ. Осьова координата РК компресора спрямована від задньої стінки колеса до кінцевика. У випадку з турбінними колесами навпаки, вісь йде від кінцевика до стінки колеса.

Паралельно з виконанням розрахунку міцності оцінювалася похибка його результатів. Ця оцінка проводилася за допомогою правила Рунге, заснованого на порівняльному аналізі даної моделі з кінцево-елементною моделлю, що має в вісім разів менше вузлів. Отримано, що за еквівалентними напруженнями, що виникають в колесі, різниця не перевищує 10%.

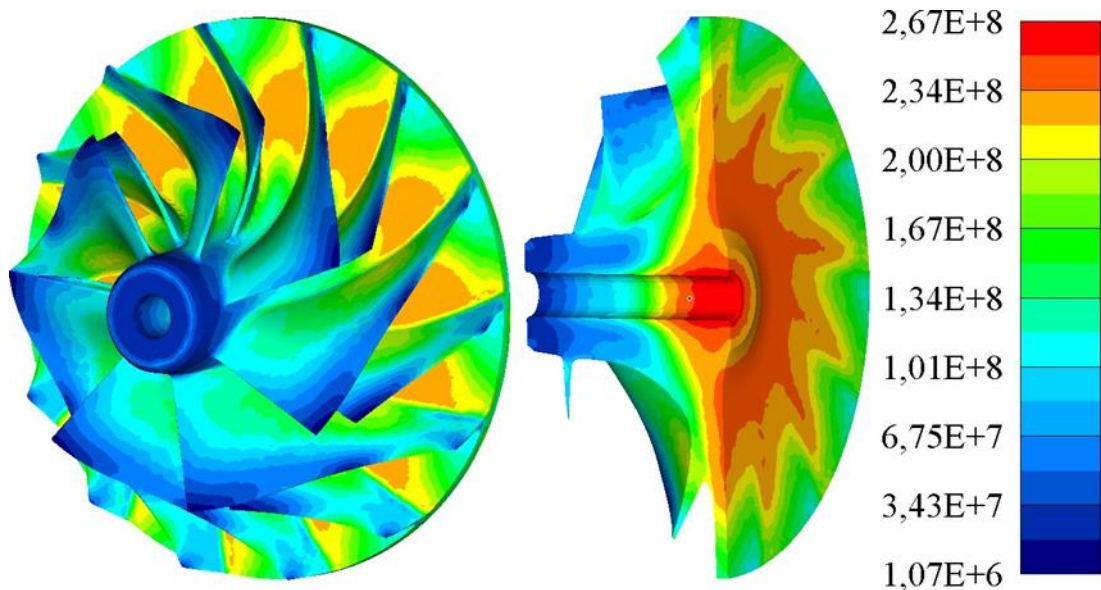


Рис.2.4 – Еквівалентні напруги [Па] в РК компресора, виготовленого з алюмінієвого сплаву

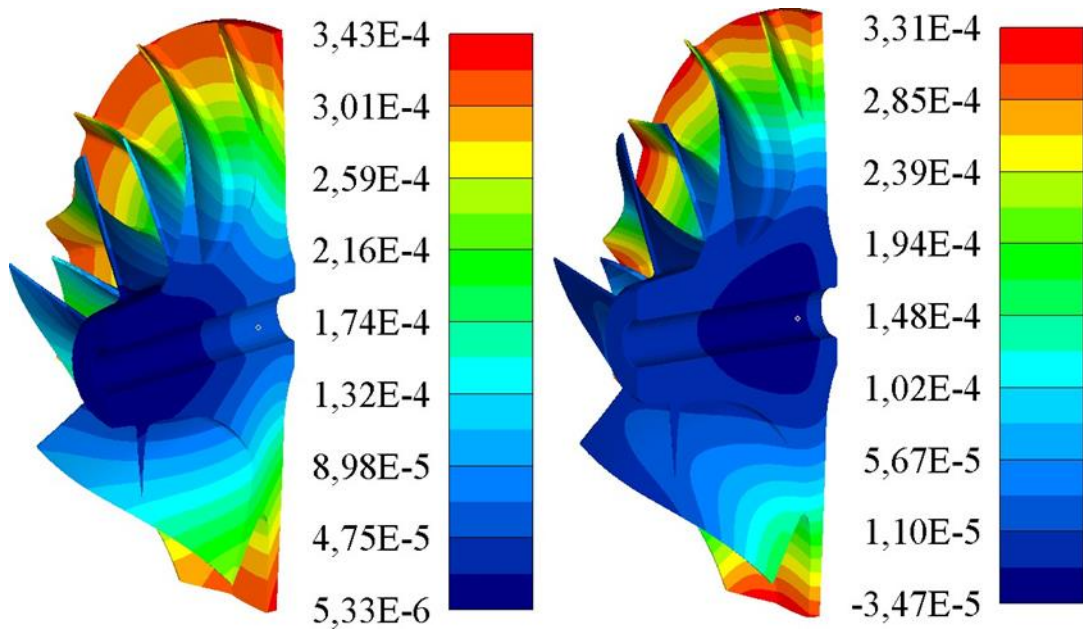


Рис.2.5 – Радіальні (а) і осьові (б) переміщення [м] РК компресора, виготовленого з алюмінієвого сплаву.

Запас міцності РК компресора з алюмінієвого сплаву ZL105A відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_b] / \sigma_{\text{екв}} = 1,1$$

де  $[\sigma_b] = 295$  МПа – межа міцності ZL105A при температурі 90С;

$\sigma_{\text{екв}} = 267$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні отвору під вал (див. рис.2.4).

Відмінність запасів міцності РК компресора з алюмінієвих сплавів для різних типів ТК не є істотною. Запас міцності таких коліс знаходиться на рівні 1,1–1,3. Значення максимальних радіальних переміщень 0,34 мм менше значень зазору між корпусом і колесом, який дорівнює 0,6 мм. При цьому внесок теплових деформацій в загальну картину переміщень на зовнішньому радіусі склав приблизно 35%. На підставі цього можна сформулювати узагальнений критерій вибору КМ для РК компресора за допустимими переміщеннями:

$$0,35 \cdot (\alpha_{cm} / \alpha_{Al}) + 0,65 \cdot (K_{Al} / K_{cm}) \leq 1,8$$

де  $a_{cm}$ ,  $a_{Al}$  – коефіцієнт лінійного теплового розширення (КЛТР) композиційного матеріалу та алюмінієвого сплаву;

$K_{Al}, K_{cm}$  – питома жорсткість алюмінієвого сплаву та композиційного матеріалу.

Значення маси та моменту інерції колеса з алюмінієвого сплаву ZL105A становлять  $m_k=0,477$  кг та  $I_k=639 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

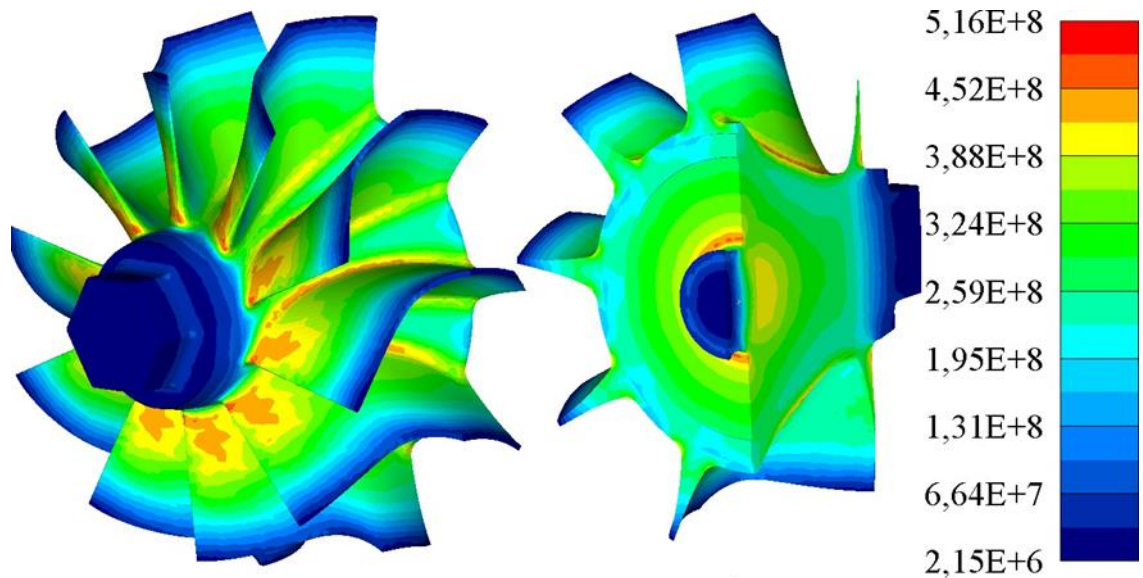


Рис.2.9 – Еквівалентні напруги [Па] в РК турбіни, виготовленої з жароміцного нікелевого сплаву

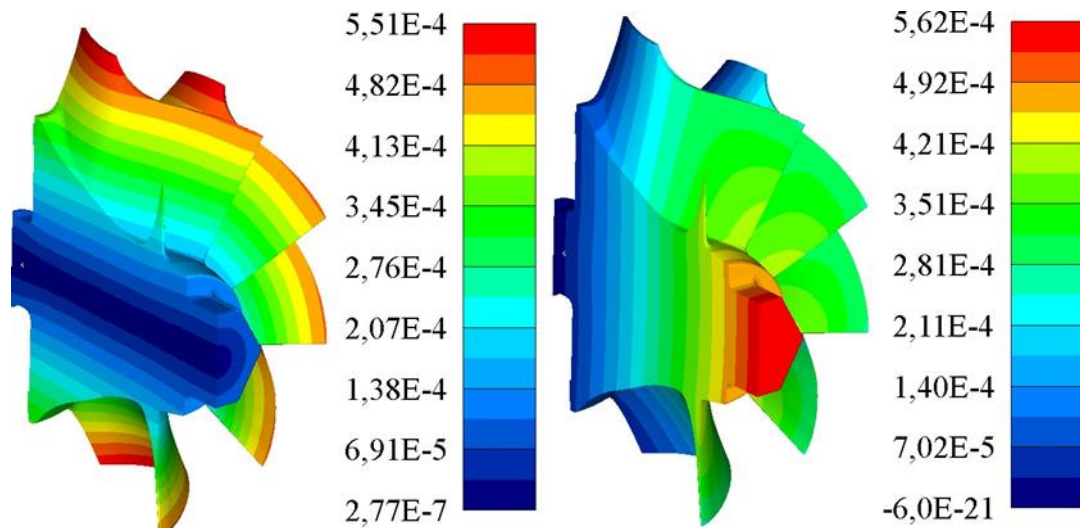


Рис.2.10 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК турбіни, виготовленої з жароміцного нікелевого сплаву

Запас міцності РК турбіни з жароміцного нікелевого сплаву відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_B] / \sigma_{\text{екв}} = 1,74$$

де  $[\sigma_B] = 900$  – межа міцності жароміцного нікелевого сплаву Інконель 718 при температурі  $540^\circ\text{C}$ ;

$\sigma_{\text{екв}} = 516$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні отвору під вал (див. рис.2.9).

Значення маси та моменту інерції колеса з нікелевого сплаву Інконель 718 дорівнюють  $m_m = 1,542$  кг та  $I_m = 1014 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

У даному випадку фактичний запас міцності буде дещо вищим за розрахунковий з двох причин. З одного боку, він визначений для найбільш напруженої зони, яка яскраво локалізована. З іншого боку, цей факт поєднується зі значною зоною зміцнення матеріалу колеса (рис. 2.6). Звідси випливає, що фактичний запас міцності буде вищим за розрахунковий.

Внесок теплових деформацій в загальну картину переміщень приблизно 75 %. Беручи до уваги, що теплове розширення колеса турбіни буде компенсуватися тепловими деформаціями раковини, розрахунковий запас по переміщеннях при зазорі 0,6 мм буде приблизно 4. На основі цього можна сформулювати узагальнений критерій вибору КМ для РК турбіни за допустимими переміщеннями:

$$0,75 \cdot (\alpha_{cm} / \alpha_{Ni}) + 0,25 \cdot (K_{Ni} / K_{cm}) \leq 4$$

де  $\alpha_{cm}$ ,  $\alpha_{Ni}$  – коефіцієнт лінійного теплового КЛТР С-SiC композиційного матеріалу і нікелевого сплаву;

$K_{Ni}$ ,  $K_{cm}$  – питома жорсткість нікелевого сплаву і С-SiC композиційного матеріалу.

Варто відзначити наявність «паразитної» маси, зосередженої на зовнішньому радіусі лопаток і диска, яка довантажує РК. Переробка коліс в цій

частині дозволить знизити їх масу і момент інерції, а також підвищить запас міцності.

## 2.2. Дослідження міцнісних властивостей елементів конструкції турбокомпресора з композиційних матеріалів

### 2.2.1. Елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни

Для проведення розрахунків міцності РК з композиційних матеріалів з квазіізотропними властивостями були використані моделі, представлені на рис.2.4. Дискретизація РК з композиційних матеріалів з неперервними волокнами виконувалася тетрадральними і плоскими шаруватими елементами.

Властивості дискретно-армованих матеріалів наведені на рис.2.11–2.13 і в табл.1.2. Характеристики міцності для даних матеріалів приймалися відповідно до результатів випробувань зразків на розтягнення. Випробування на згинальну міцність зразків показують, що значення руйнівних напружень в цьому випадку на 50% вище, ніж при випробуванні на розтягнення. Тому в якості допустимих напружень приймалися перші, а запаси міцності при такому виборі формували нижню межу рівня міцності.

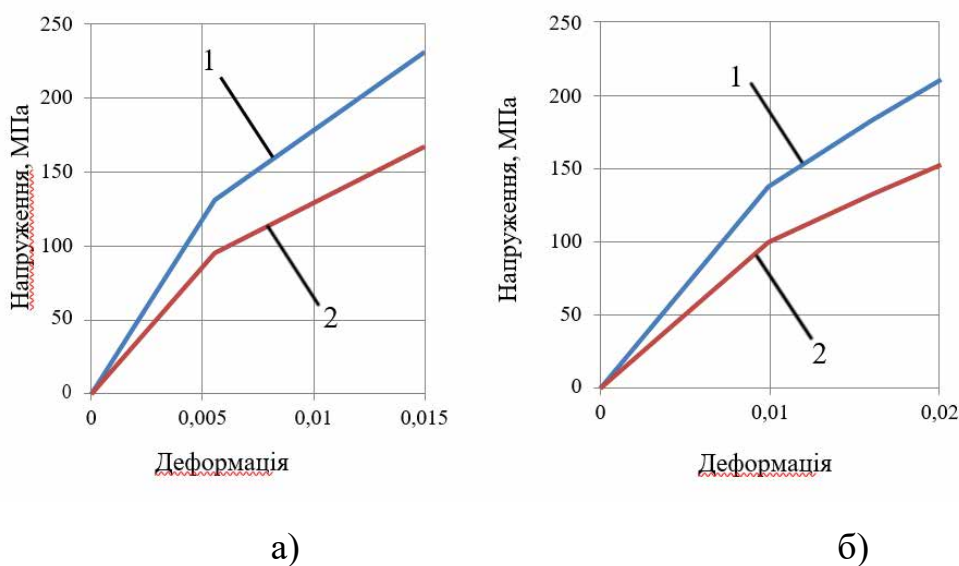


Рис.2.11 – Крива деформування матеріала Torlon 7130 (а) та 5030 (б) при температурі 20°C (1) та 150°C (2)

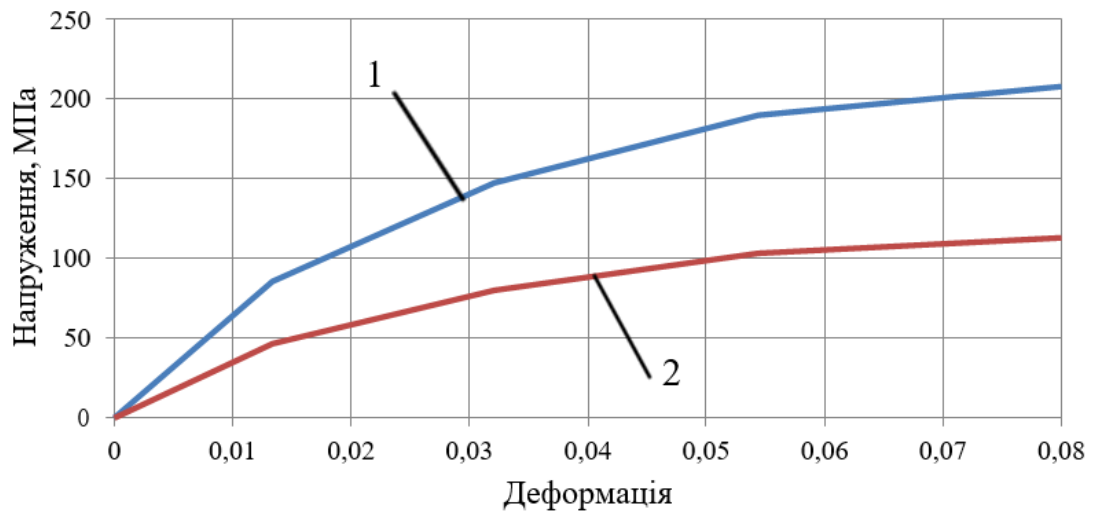


Рис. 2.13 – Крива деформації матеріалу Torlon 4203L при температурі 20°C (1) і 150°C (2).

При дискретизації РК з армуючим шаром на тетрадральні елементи наноситься шар з плоских шаруватих елементів з відповідними властивостями (див. рис. 2.14).

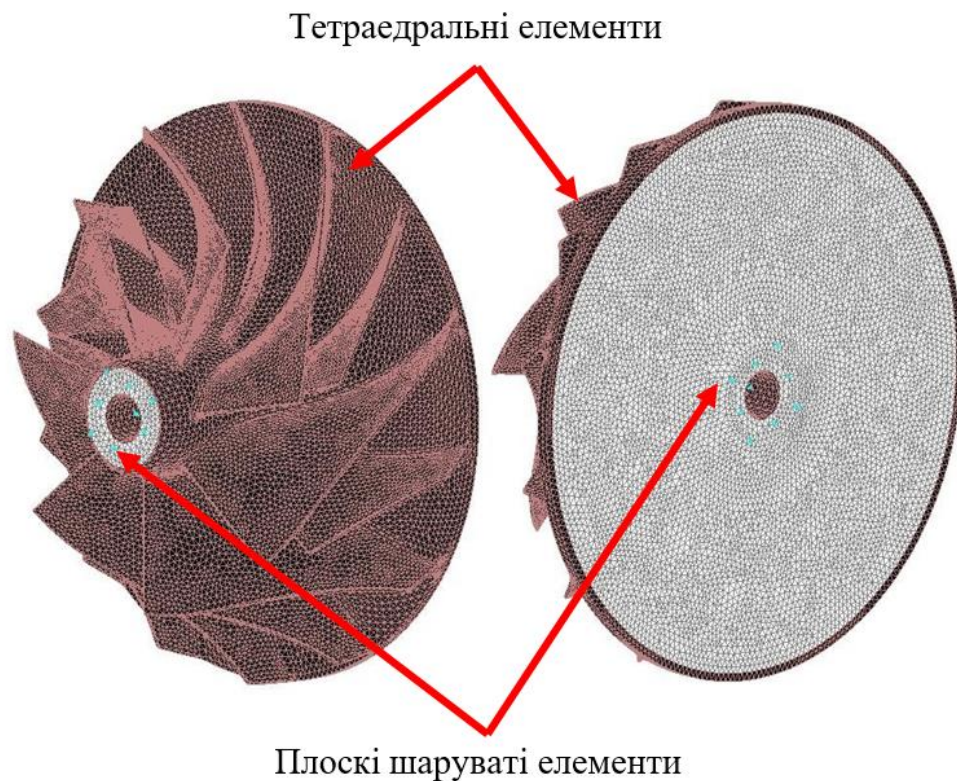


Рис.2.14 – Кінцево-елементна модель РК компресора зі складно-армованими структурами з КМ з безперервними волокнами.

У випадку з монолітними структурами, диск представлявся тетрадральними елементами з властивостями ортотропного матеріалу. Властивості застосовуваних компонентів і КМ з безперервним волокном на їх основі представлені в табл.1.1, 1.2, 2.2, 2.3.

Табл. 2.2 – Властивості односпрямованого КМ на основі поліамідиму, наповненого до 50% безперервним вуглецевим високоміцним волокном.

Властивості	Значення
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1560
Модуль пружності вздовж волокна $E_x$ , ГПа	121,8
Модуль пружності поперек волокна $E_y$ , ГПа	7,09
Модуль зсуву вздовж волокна $G_{xy}=G_{xz}$ , ГПа	2,54
Модуль зсуву поперек волокна $G_{yz}$ , ГПа	3,39
Коефіцієнт Пуассона вздовж волокна $\mu_{xy} = \mu_{xz}$	0,3
Коефіцієнт Пуассона поперек волокна $\mu_{yz}$	0,39
Коефіцієнт теплового розширення вздовж волокна $\alpha_x$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	-0,069
Коефіцієнт теплового розширення поперек волокна $\alpha_y$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	13,82
Межа міцності вздовж волокна $[\sigma_x]$ , МПа	1721
Межа міцності поперек волокна $[\sigma_y=\sigma_z]$ , МПа	192

Табл. 2.3 – Властивості ортотропного КМ на основі поліамідиму, наповненого до 80% безперервним вуглецевим високоміцним волокном при  $m=0,5$ .

Властивості	Значення
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1684
Модуль пружності вздовж волокна $E_x$ , ГПа	105,2
Модуль пружності поперек волокна $E_y$ , ГПа	105,2
Модуль зсуву вздовж волокна $G_{xy}=G_{xz}$ , ГПа	6,11
Модуль зсуву поперек волокна $G_{yz}$ , ГПа	7,35
Коефіцієнт Пуассона вздовж волокна $\mu_{xy} = \mu_{xz}$	0,039
Коефіцієнт Пуассона поперек волокна $\mu_{yz}$	0,31
Коефіцієнт теплового розширення вздовж волокна $\alpha_x$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	0,28
Коефіцієнт теплового розширення поперек волокна $\alpha_y$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	7,48
Межа міцності вздовж волокна $[\sigma_x]$ , МПа	1137
Межа міцності поперек волокна $[\sigma_y=\sigma_z]$ , МПа	192

Граничні умови та зовнішні впливи в даному випадку прийняті такими ж, як у п.2.5.1.

## 2.2.2 Результати розрахунку міцності робочих коліс, виконаних з композиційних матеріалів

Результати розрахунку міцності робочих коліс компресора, виконаних з дискретно-армованих композиційних матеріалів

Результати розрахунків наведені у вигляді схем розподілу еквівалентних напружень і переміщень (див. рис. 2.15–2.20). Одиниці вимірювання напружень – [Па]. Одиниці вимірювання переміщень – [м].

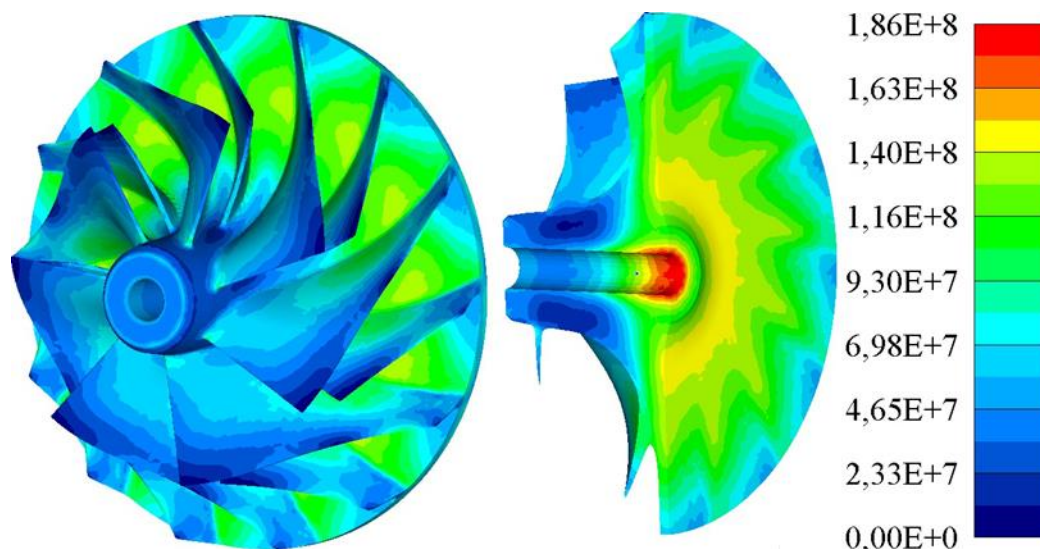


Рис.2.15 – Еквівалентні напруги [Па] в РК компресора, з матеріалу марки Torlon 7130.

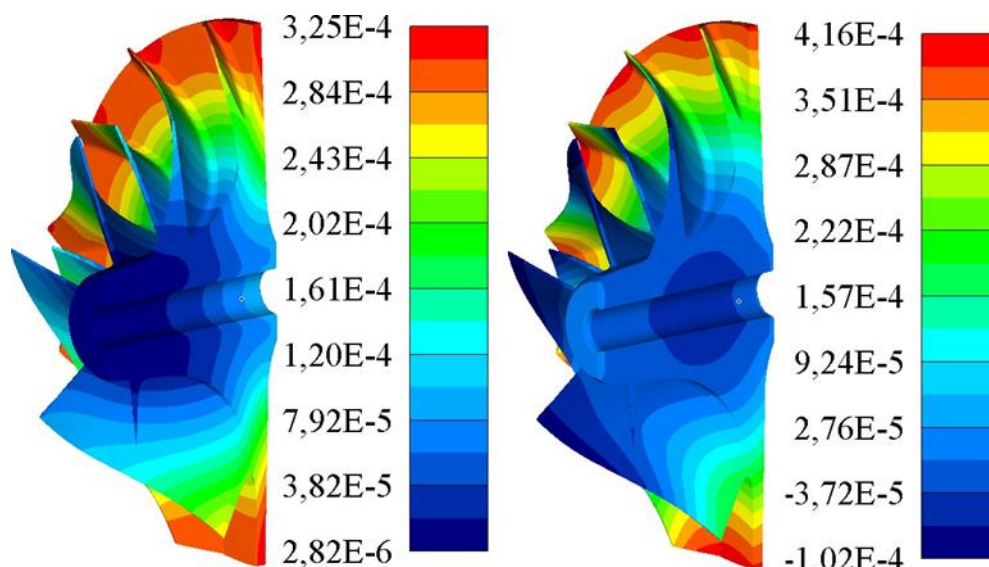


Рис.2.16 – Радіальні (а) і осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 7130.

Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 7130 відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_{вq}] / \sigma_{екв} = 1,03$$

де  $[\sigma_{вq}] = 192$  МПа – межа міцності матеріалу Torlon 7130 при 90°C;

$\sigma_{екв} = 186$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні отвору під вал (див. рис.2.15).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 7130 склали  $m_k = 0,261$  кг та  $I_k = 350 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

Міцність РК компресора з дискретно-армованого композиційного матеріалу Torlon 7130 нижча, ніж у алюмінієвих аналогів на 5-10%. Однак значення запасу міцності колеса з такого матеріалу вище одиниці. Для забезпечення надійної роботи таких коліс, повинна бути знижена допустима окружна швидкість на 5-10% або перероблена конфігурація диска.

Значення максимальних переміщень у розглянутих РК вище, ніж у алюмінієвих коліс на 10-12%, але залишаються нижче максимально допустимих 0,6 мм.

Характер напружено-деформованого стану колеса з даного матеріалу відрізняється від НДС РК компресора, виготовленого з алюмінієвого сплаву. На рис.2.15 в зоні маточини яскраво виражена концентрація напружень, яка обумовлена білінійною пружною характеристикою матеріалу (див. рис.2.11). Для традиційних матеріалів така концентрація нехарактерна внаслідок високих пластичних характеристик. Відсутність зони пластичного зміцнення є недоліком матеріалів Torlon 7130 і 5030.

Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 5030 відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_{вq}] / \sigma_{екв} = 0,97$$

$[\sigma_{вq}] = 197$  МПа – межа міцності матеріалу Torlon 5030 при 90°C;

$\sigma_{екв} = 215$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні отвору під вал (див. рис.2.17).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 5030 становлять  $m_k=0,284$  кг та  $I_k=381 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

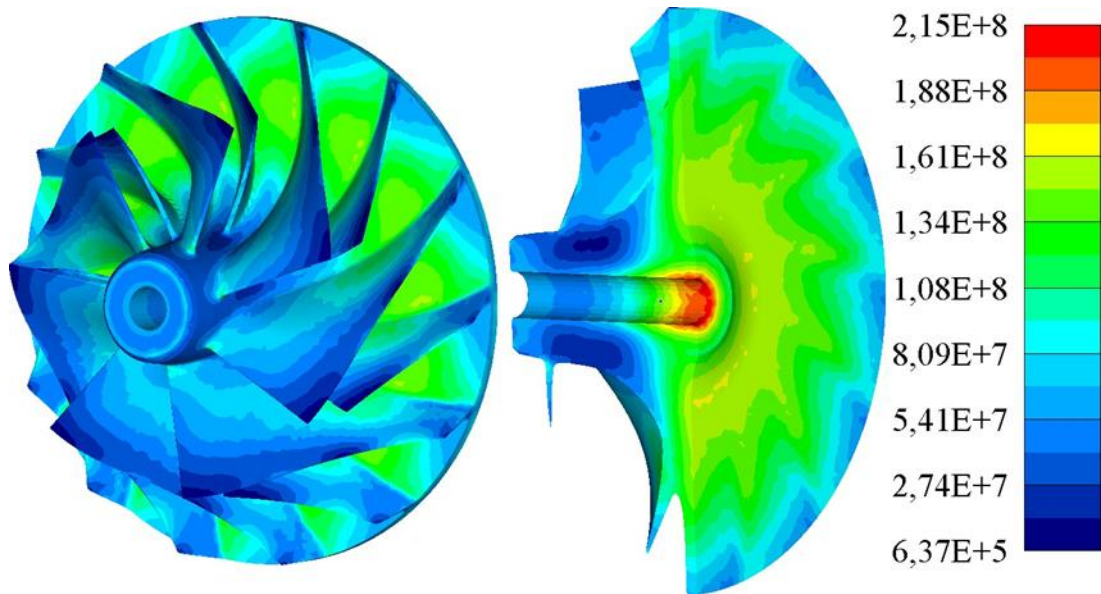


Рис.2.17 – Еквівалентні напруження [Па] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 5030

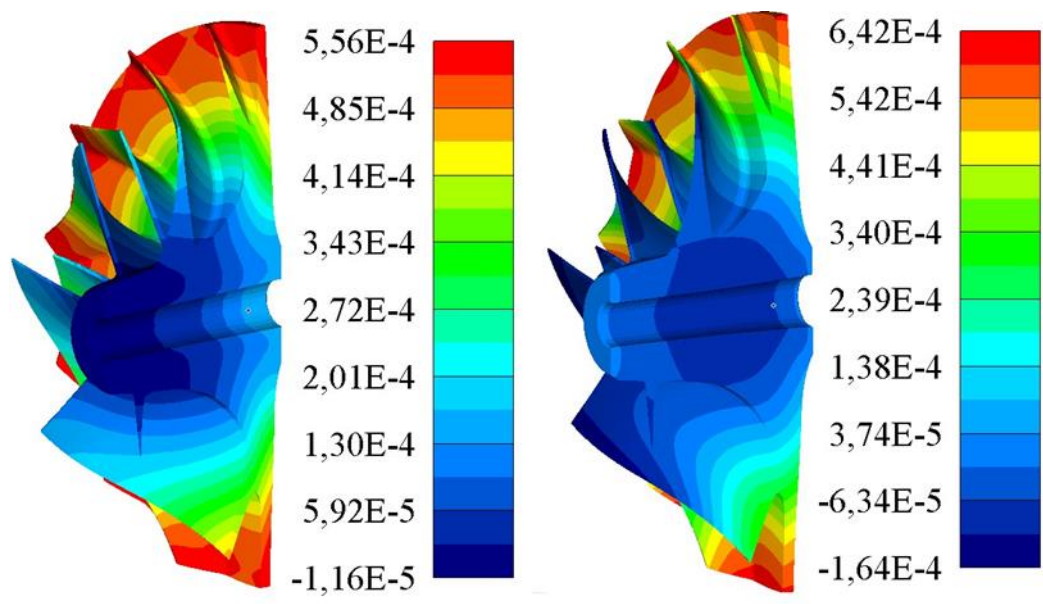


Рис.2.18 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 5030.

Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 4203L відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_{вq}] / \sigma_{екв} = 0,93$$

де  $[\sigma_{\text{вк}}] = 151 \text{ МПа}$  – межа міцності матеріалу 5030 при  $90^\circ\text{C}$ ;

$\sigma_{\text{екв}} = 162 \text{ МПа}$  – максимальні еквівалентні напруження в зоні отвору під вал (див. рис.2.19).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 4203L становлять  $m_k = 0,251 \text{ кг}$  та  $I_k = 336 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  відповідно.

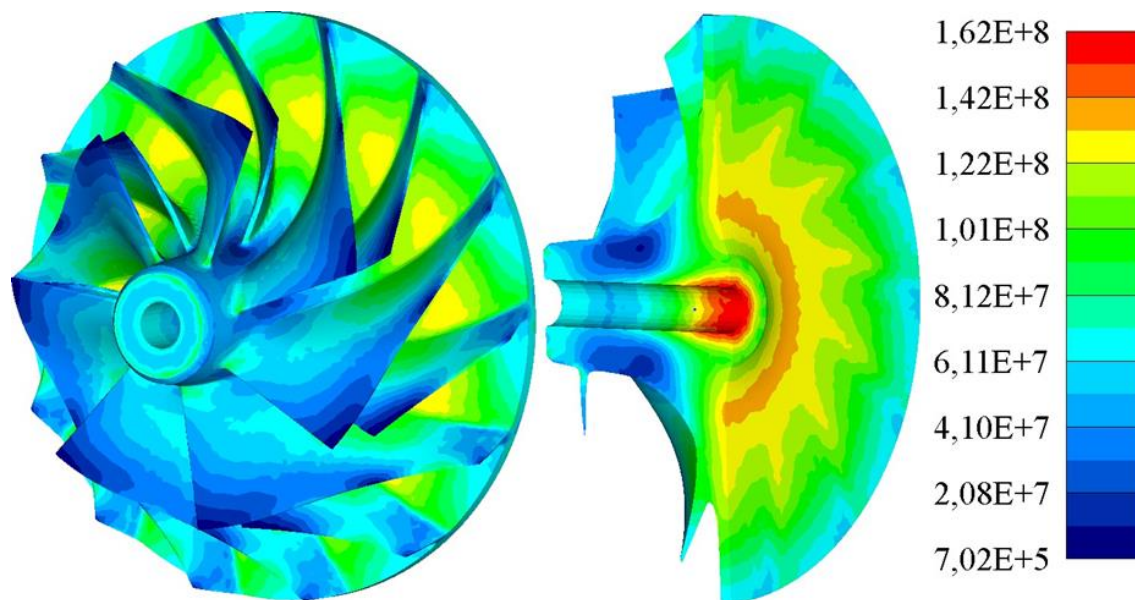


Рис.2.19 – Еквівалентні напруження [Па] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 4203L.

Проведені розрахунки РК з матеріалів Torlon 5030 і 4203L показали їх недостатню міцність, а в разі другого матеріалу виявлено переміщення, що значно перевищують допустимі рис.2.20. Тому заміни традиційно застосовуваних алюмінієвих сплавів на ці матеріали при даній концепції виготовлення РК компресора недоцільна.

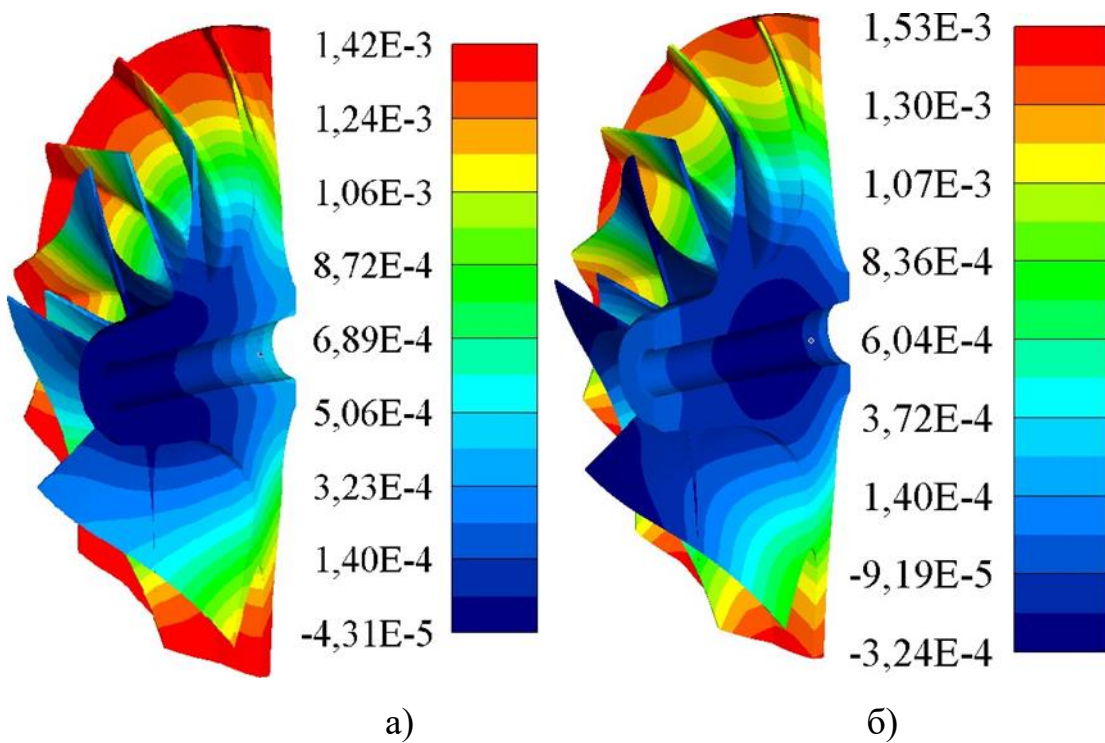


Рис.2.20 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 4203L

Розрахунок робочого колеса компресора з армуючим шаром з КМ з неперервними волокнами. Розрахунок напружено-деформованого стану таких коліс виконано у фізично нелінійній постановці. Властивості основного матеріалу колеса приймалися відповідно до рис.2.11. Однак нелінійність властивостей КМ в поперечному напрямку не враховувалася, оскільки напруження в матриці малі і описуються початковою ділянкою кривої деформації рис.2.13.

На рис.2.21–2.26 представлено розподіл напружень і переміщень в РК компресора з диском, армованим шаром композиту з безперервними волокнами. Результати отримано для частоти обертання ротора  $1347 \text{ сек}^{-1}$ , тепловий вплив і закріплення прийнято відповідно до п.2.5.2. Армуючий шар у цьому випадку має такі характеристики: товщина  $t = 0,8 \text{ мм}$ , частка шарів з волокнами, орієнтованими в окружному напрямку  $m = 0,75$ , частка волокна в композиті  $V_f = 0,5$ .

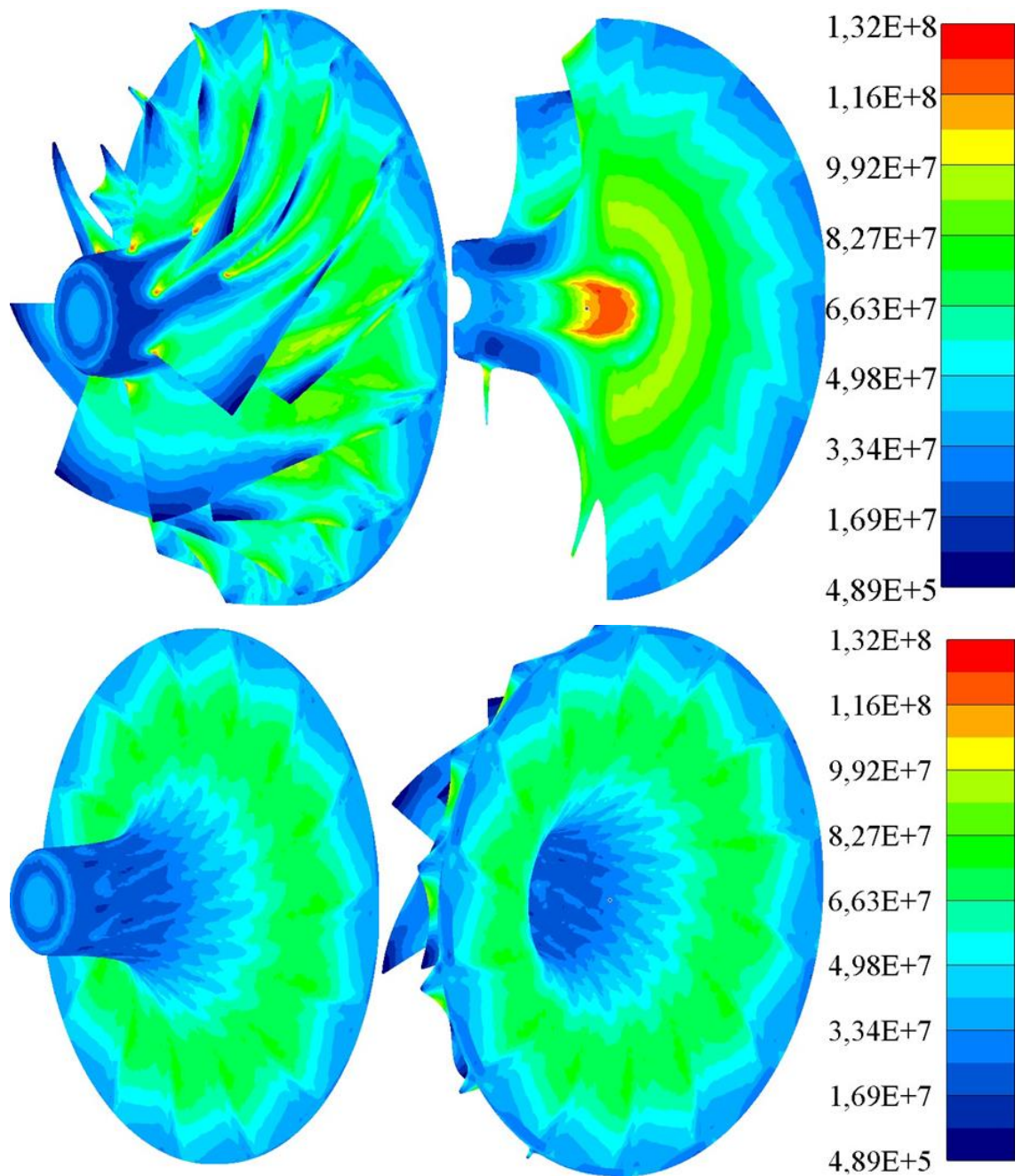


Рис.2.21 – Еквівалентні напруження [Па] в матеріалі Torlon 7130 РК компресора з армуючим шаром диска з КМ з безперервними волокнами

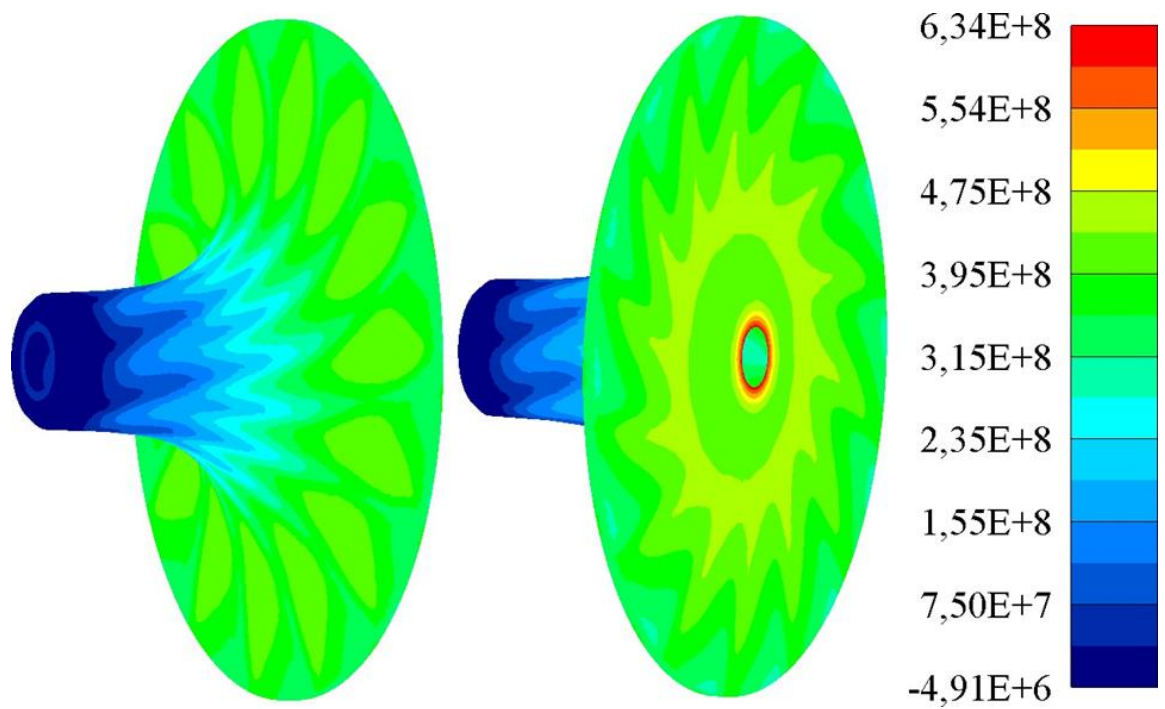


Рис.2.22 – Окружні напруження [Па] в 1-му моношарі

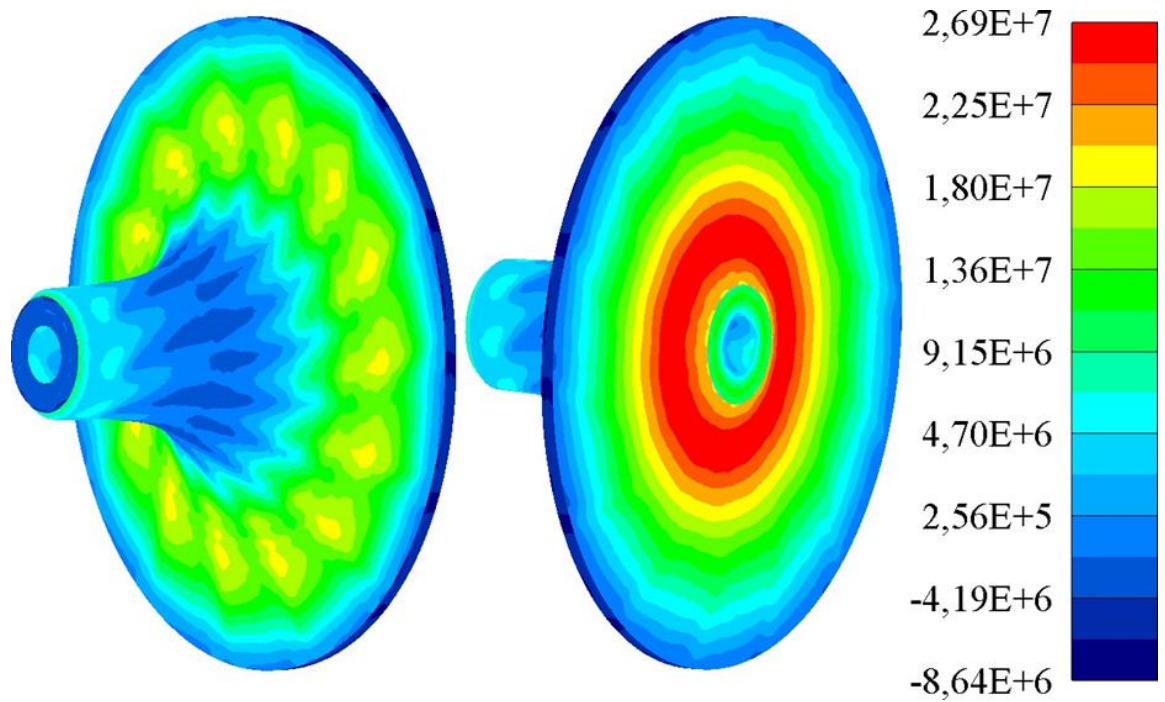


Рис.2.23 – Радіальні напруження [Па] в 1-му моношарі

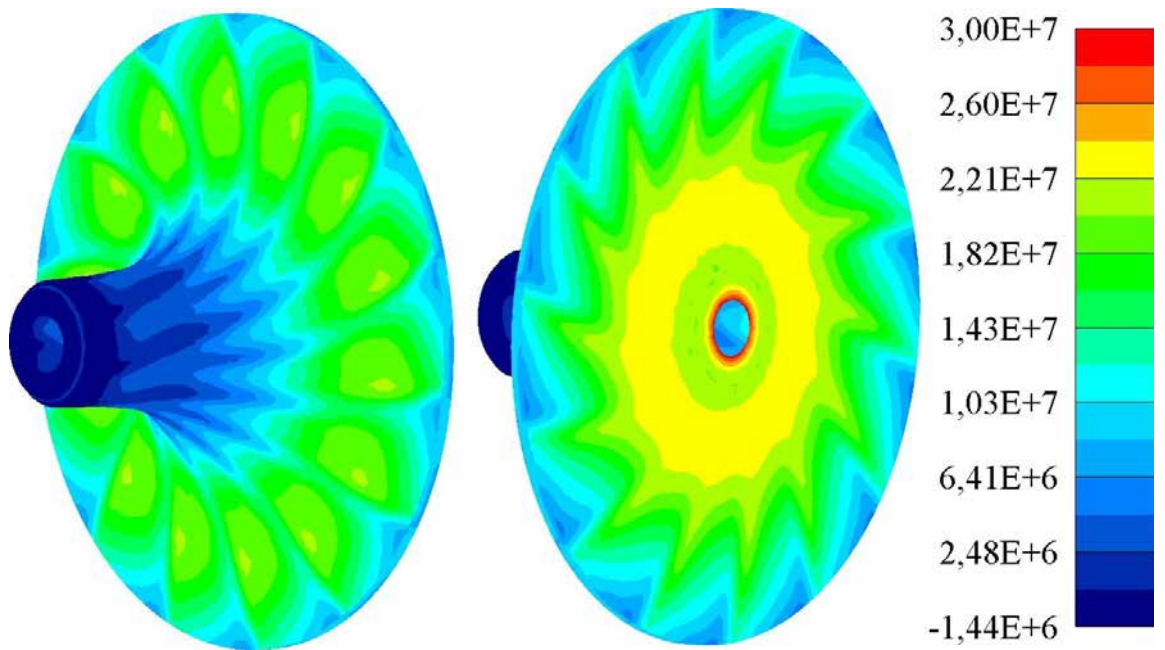


Рис.2.24 – Окружні напруження [Па] у 2-му моношарі

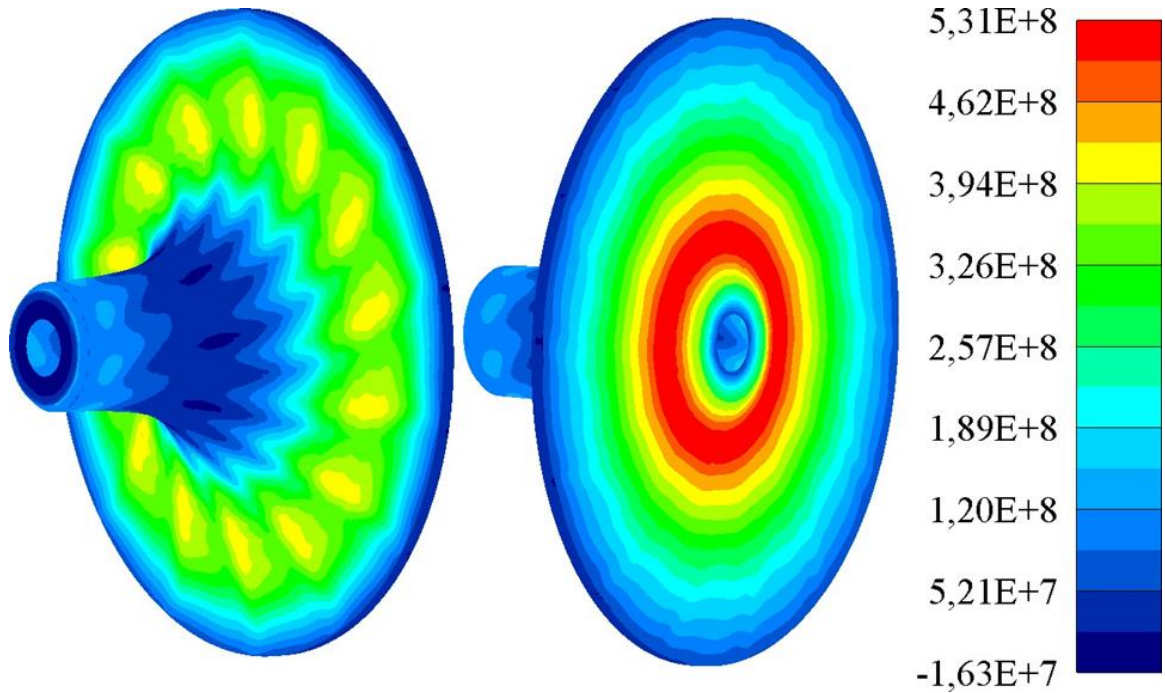


Рис.2.25 – Радіальні напруження [Па] у 2-му моношарі

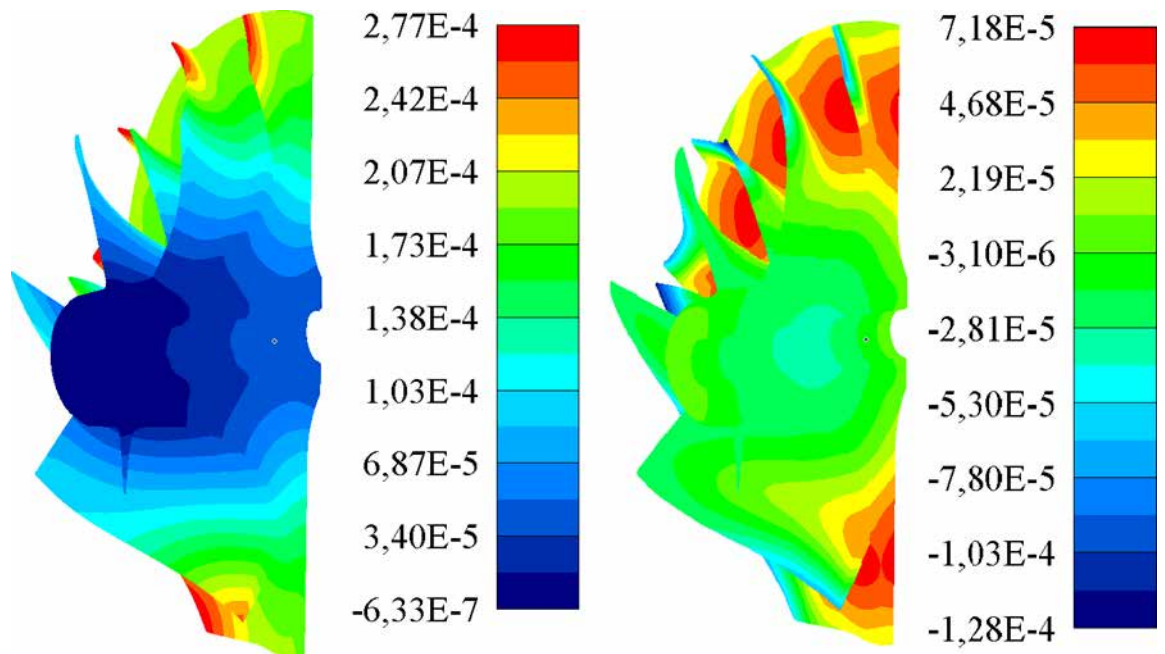


Рис.2.26 – Радіальні (а) і осьові (б) переміщення [м] РК компресора з армуючим шаром

Розподіл дотичних напружень, що діють в армуючому шарі, не наводиться, оскільки ці напруження на порядок менші, ніж допустимі напруження руйнування матриці.

Запас міцності РК компресора з армуючою шаром відповідно до положень теорії Хілла та енергетичної теорії Хубера–Мізеса–Генкі:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_1 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M(t) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + b_2 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_1 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + b_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + c_1 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + c_3 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) + c_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_4 \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) = 0 \end{cases}$$

де  $[\sigma_{sq}] = 221$  МПа – межа міцності матеріалу 7130 при 20оС (напруження локалізуються на передніх краях лопаток);

$[\sigma_{xi}], [\sigma_{yi}]$  – допустимі напруження моношару односпрямованого КМ з безперервними волокнами і-того шару див. табл.2.2

$\sigma_i, \sigma$  – діючі напруження в окружному та радіальному напрямках відповідно, в і-му шарі (див. рис. 2.22–2.25);

$i$  – номер шару, непарні шари орієнтовані вздовж окружної координати  $x$ , парні – перпендикулярно до неї, в напрямку  $y$ ;

$N = 2$  – кількість шарів у композитному пакеті.

$\sigma_{екв} = 132$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні передньої кромки лопаток (див. рис.2.21).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 7130 з армуючим шаром становлять  $m_k = 0,266$  кг і  $I_k = 360 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

В ході розрахунку встановлено, що загальний запас міцності РК компресора з армуючим шаром, рівний 1,67, обмежується межею міцності матеріалу лопатевого вінця. Це відбувається через те, що жорсткість армуючого шару в окружному напрямку значно перевищує жорсткість матеріалу диска. При цьому матеріал диска практично перестає сприймати зусилля від відцентрового навантаження. Все навантаження сприймає армуючий шар. Тому найбільш напружена зона отвору розвантажується, а найвразливішим місцем стає коренева частина лопатки (див. рис. 2.21).

Загальний запас міцності РК компресора з армуючим шаром з неперервних волокон перевищує запас міцності алюмінієвих РК на 30-50%.

Сумарні переміщення, що виникають при роботі РК компресора з АС, на 30-40% нижчі, ніж у алюмінієвого аналога. Даний факт дозволяє стверджувати, що руйнування такого композитного колеса при підвищенні робочої частоти обертання буде наступати від вичерпання міцності матеріалів, а не від контакту з нерухомими частинами корпусу компресора.

Варто також відзначити, що максимальні переміщення 0,324 мм локалізуються на краях лопаток (див. рис.2.26). При цьому осьові переміщення вздовж осі  $z$  в цій зоні мають від'ємні значення, тобто вони не будуть призводити до контакту РК з корпусом компресора. В результаті критеріальними переміщеннями стануть радіальні переміщення, які на кромках лопаток не перевищують 0,277 мм, що також менше допустимих 0,6 мм.

Розрахунок робочого колеса компресора з монолітною структурою диска з КМ з безперервними волокнами. На рис.2.27–2.31 у вигляді розподілів

напружень і переміщень представлені результати розрахунку РК компресора з монолітною структурою диска з КМ з безперервними волокнами. Результати отримано для частоти обертання ротора  $1347 \text{ сек}^{-1}$ , тепловий вплив і закріплення прийнято відповідно до п.2.5.2. Частка шарів з волокнами, орієнтованими в окружному напрямку  $m=0,5$ , частка волокна в композиті  $V_f=0,8$ . Одиниці вимірювання напружень – [Па], узагальнених переміщень – [м]. Розподіл дотичних напружень, що діють у композиті з безперервним волокном, не наводиться, оскільки вони більш ніж на порядок менші, ніж допустимі напруження руйнування матриці.

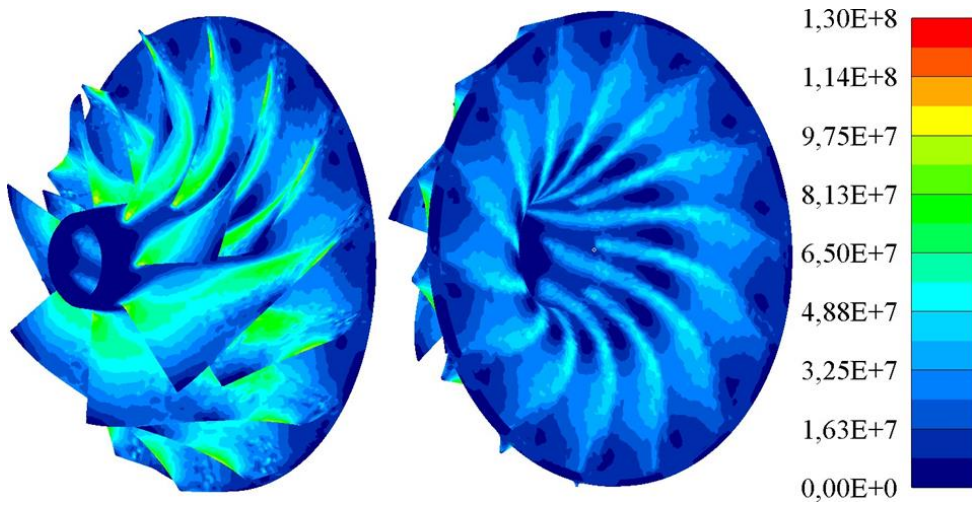


Рис.2.27 – Еквівалентні напруження [Па] в матеріалі Torlon 7130 РК з монолітною структурою диска з КМ з безперервними волокнами

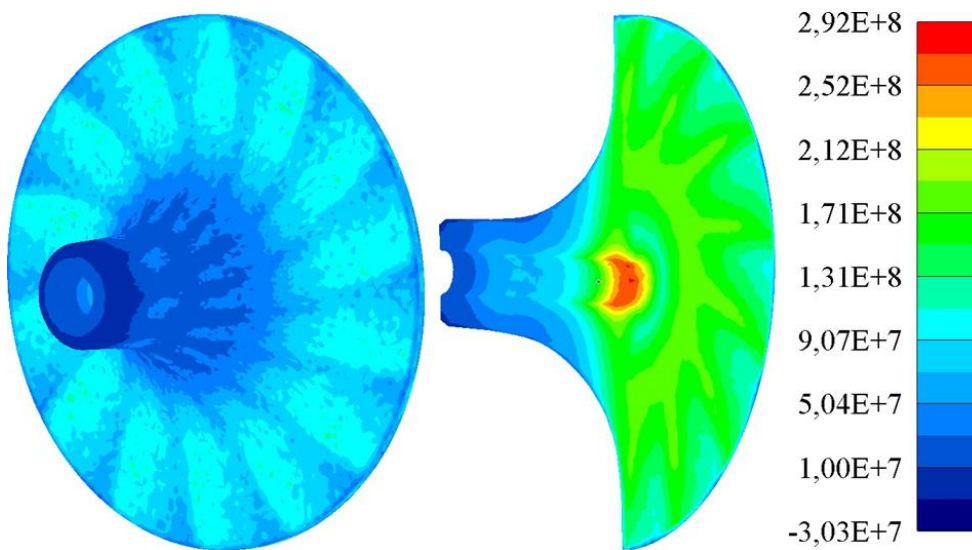


Рис.2.28 – Окружні напруження [Па] в диску з монолітною структурою з КМ з безперервними волокнами

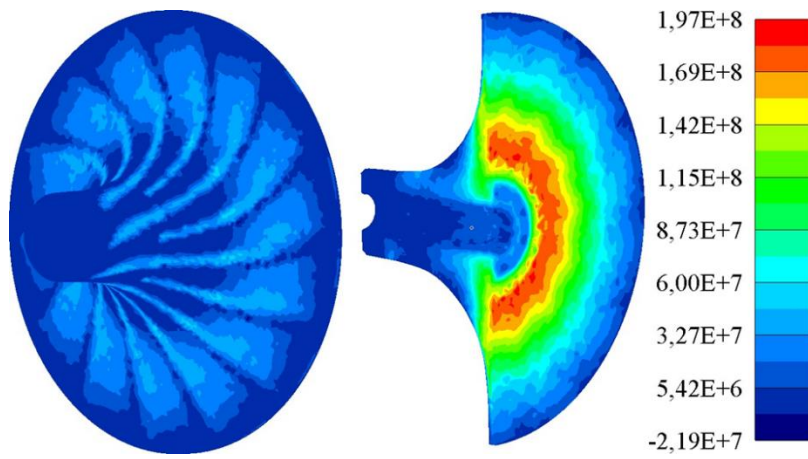


Рис.2.29 – Радіальні напруження [Па] в диску з монолітною структурою з КМ з безперервними волокнами

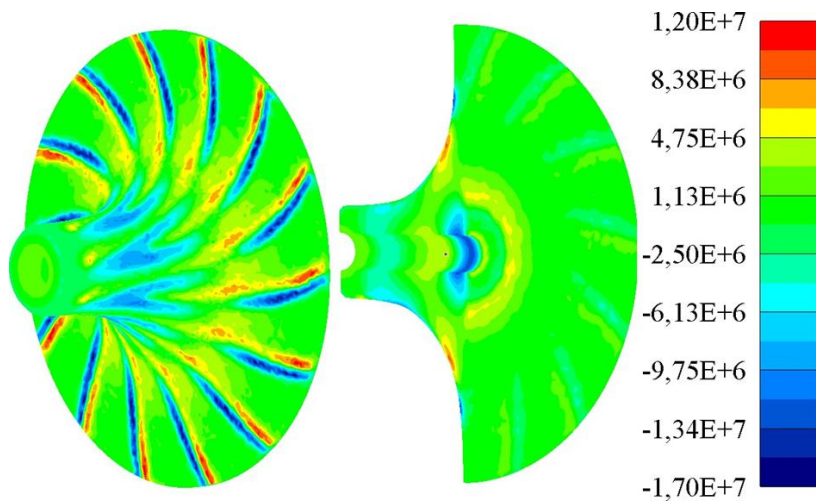


Рис.2.30 – Осьові напруження [Па] в диску з монолітною структурою з КМ з безперервними волокнами

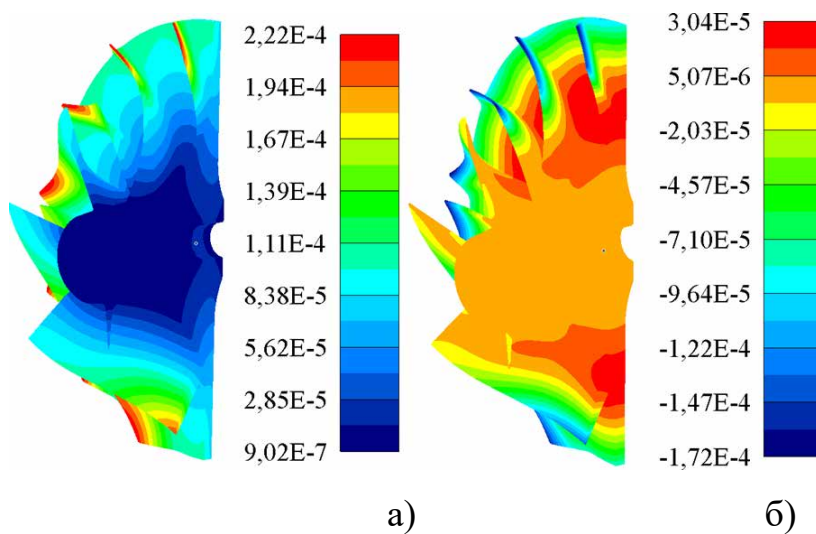


Рис.2.31 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] в РК, що має монолітну структуру з КМ з безперервними волокнами.

Запас міцності РК компресора з армуючим шаром відповідно до положень теорії максимальних напружень та енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = \min ([\sigma_{\text{вк}}] / \sigma_{\text{екв}}, [\sigma_x] / \sigma_x, [\sigma_y] / \sigma_y, [\sigma_z] / \sigma_z) = 1,70$$

$[\sigma] = 221$  МПа – межа міцності матеріалу 7130 при 20°C;

$[\sigma_x], [\sigma_y], [\sigma_z]$  – допустимі напруження ортотропного КМ з безперервними волокнами (див. табл.2.3);

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  – діючі напруження в окружному, радіальному та осьовому напрямку (див. рис.2.28–2.30);

$\sigma_{\text{екв}} = 130$  МПа – максимальні еквівалентні напруження в зоні передньої кромки лопаток (див. рис.2.27).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 7130 з монолітною структурою диска з КМ з НВ становлять  $m_k = 0,285$  кг та  $I_k = 377 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

Результати розрахунку міцності турбінного колеса з C-SiC композиційного матеріалу

На рис.2.32–2.33 у вигляді розподілів еквівалентних напружень і переміщень представлені результати розрахунку РК турбіни з C-SiC композиційного матеріалу. Результати отримані для частоти обертання ротора 1347 сек<sup>-1</sup>, тепловий вплив і закріплення прийняті відповідно до п.2.5.2.

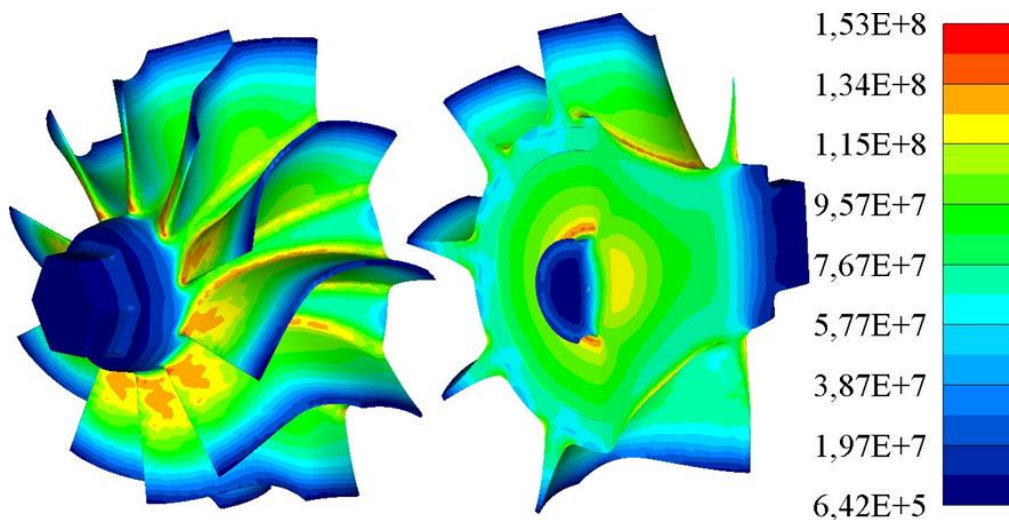


Рис.2.32 – Еквівалентні напруги [Па] РК турбіни з C-SiC композиту

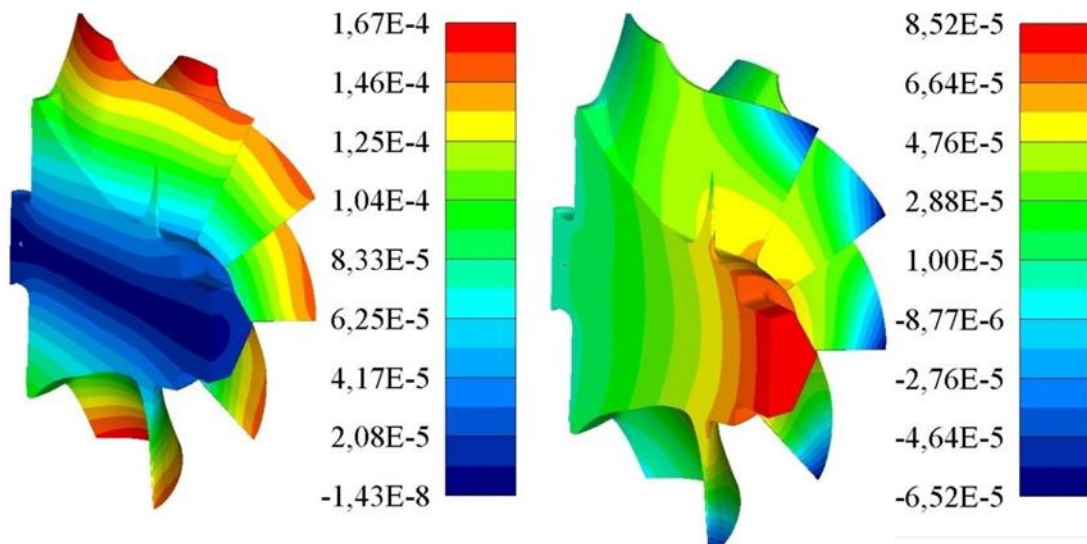


Рис.2.33 – Радіальні (а) і осьові (б) переміщення [м] РК турбіни з C-SiC композиту.

Запас міцності РК турбіни з C-SiC композиту відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

$$n = [\sigma_{bq}] / \sigma_{\text{екв}} = 1,26$$

$[\sigma_{bq}] = 190$  МПа – межа міцності C-SiC при температурі 540 °С;

$\Sigma_{\text{екв}} = 153$  МПа – максимальні еквівалентні напруження (див. рис.2.32).

Значення маси та моменту інерції колеса з C-SiC композиту складають  $m_T = 0,449$  кг та  $I_m = 295 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

Якісна картина розподілу напружень і переміщень у цьому випадку аналогічна тій, що отримана при розрахунку РК, виготовленого з жароміцного нікелевого сплаву (див. рис. 2.9–2.10). Однак запас міцності РК з C-SiC композиту, що дорівнює 1,26, менше, ніж у аналога з традиційного матеріалу на 30%, при цьому у композиційного матеріалу практично відсутня зона пластичних деформацій. Це може негативно позначитися на втомній міцності РК турбіни з композиційного матеріалу. Варто відзначити також малі значення переміщень (див. рис. 2.33) на периферії лопаток, пов'язані з низьким значенням КЛТР матеріалу, що забезпечує гарантований зазор між РК і корпусом турбіни.

## Висновок по розділу 2

В рамках розроблених методик в даному розділі проведено дослідження, на підставі результатів якого можна зробити наступні висновки, що поділяються на чотири групи: обґрунтування доцільності використання композитів для вдосконалення ТК ДВЗ; перевірка критеріїв вибору композитів для робочих коліс турбокомпресора; способи спрощення виробництва складно-армованих робочих коліс; вироблення практичних рекомендацій для проектування. Суть цих висновків така.

1. Обґрунтування доцільності використання композитів для вдосконалення ТК ДВЗ:

– РК компресора, виготовлене з поліамідіду із застосуванням вуглецевого волокна методом лиття, має запас міцності на 5-10% нижчий, ніж у РК з традиційних матеріалів, проте його масово-інерційні характеристики в два рази менші. При цьому існує можливість підвищити міцність шляхом оптимізації геометрії;

– РК компресора, виконані за складно-армованими концепціями, мають запас міцності на 50% вище, ніж у існуючих коліс з традиційних матеріалів;

– міцнісний потенціал складно-армованих концепцій РК залишається до кінця не реалізованим через те, що він обмежується міцнісними якостями дискретно-армованого матеріалу. Запас міцності таких коліс обмежується рівнем значень 1,6 – 1,7. Видається, що застосування нелінійно пружних або пластичних матеріалів дозволить додатково збільшити ці значення;

– робоче колесо турбіни з C-SiC композиту має запас міцності 1,26, що забезпечує його працездатність. Масово-інерційні характеристики такого колеса менше в 3,4 рази в порівнянні з РК з жароміцного нікелевого сплаву;

– аналіз масово-інерційних характеристик ротора показує, що маса і момент інерції всього ротора можуть бути знижені на 60%. Наслідком цього є підвищення надійності роботи турбокомпресора і ДВЗ в цілому, оскільки відбувається пропорційне зменшення навантаження на вал ротора і підшипники.

1. Перевірка критеріїв вибору композитів для робочих коліс турбокомпресора:

– додатково до питомої міцності крильчатки компресора, встановленої на рівні  $0,1 - 0,13 \text{ МПа}\cdot\text{м}^3/\text{кг}$ , слід додати вимогу про наявність нелінійних ділянок на кривій деформації потенційного матеріалу РК. Це дозволить зменшити локалізацію напружень у місцях переходів від диска до лопаток і в зоні отвору;

– при виборі матеріалів колеса компресора слід віддавати перевагу тим матеріалам, які мають КЛТР, що не перевищує  $25\cdot 10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ , оскільки 35% від величини переміщень на зовнішньому радіусі пов'язані з тепловими деформаціями;

– необхідна питома жорсткість для матеріалів робочих коліс компресора може бути знижена до значень  $10 \text{ МПа}\cdot\text{м}^3/\text{кг}$ , оскільки для матеріалів, що мають питому жорсткість  $11 \text{ МПа}\cdot\text{м}^3/\text{кг}$ , були отримані переміщення значно менше допустимих;

– питома жорсткість для матеріалів робочих коліс турбіни практично не визначає сумарний рівень переміщень при експлуатації, тому може варіюватися в широкому діапазоні. Ці переміщення визначаються КЛТР, який при існуючих зазорах повинен бути не більше  $13\cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

– розрахунок РК з матеріалів Torlon 5130 і 4203L, що не задовольняють вищеописаним критеріям, показав неможливість застосування цих матеріалів, що вказує на коректність використовуваних критеріїв.

2. Способи спрощення виробництва складно-армованих концепцій робочих коліс компресора:

– процес виготовлення складно-армованих може бути спрощений шляхом відмови від армування диска вздовж криволінійної координати. У цьому випадку запас міцності знизиться не більше ніж на 5-15%;

– міцність робочих коліс, виконаних за складно-армованими схемами, практично не залежить від частки волокна в КМ в області значень  $V_f=0,4 - 0,8$ .

Тому при створенні таких коліс можна використовувати широкий спектр компонентів, які допускають ступінь армування  $V_f \approx 0,4$ .

### 3. Вироблення практичних рекомендацій для проектування:

– при виборі частки армування диска в окружному напрямку слід уникати вибору значень  $m < 0,5$ . В іншому випадку може статися розм'якшення композиційного матеріалу;

– результати проведеної оптимізації РК з композиту, розглянутого в роботі, можуть бути поширені на весь спектр компонентів КМ з подібними пружними властивостями;

– розрахунок міцності РК з традиційних матеріалів показав, що існує можливість зменшення їх маси шляхом утоплення лопаток і дисків на зовнішньому радіусі, особливо це актуально для робочих коліс типорозмірів з діаметром вище 80 мм.

## РОЗДІЛ 3 СТЕНД, ОБ'ЄКТ, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

### 3.1 Завдання експерименту (дослідної апробації)

Метою експериментальної частини даного дослідження є верифікація розрахункових методик, що використовуються в другому і третьому розділах. Верифікація проводиться шляхом порівняння значень руйнівних частот обертання, які отримуються експериментальним і розрахунковим способом з урахуванням прийнятих припущень. Експеримент передбачає випробування до руйнування зразків РК компресора ТКР-50 і ТКР-80, виготовлених з ізотропних матеріалів, а також визначення руйнівних частот підшипників ротора ТКР-80. Для проведення порівняльного дослідження ці ж параметри для ТКР-50 і ТКР-80 отримані розрахунковим шляхом (див. п.3.2.2). З метою підвищення ступеня точності експерименту на попередньому етапі дослідним шляхом визначаються механічні властивості матеріалу коліс компресора ZL105A.

### 3.2 Верифікація моделей, що оцінюють міцність робочого колеса компресора

#### 3.2.1 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 експериментальним шляхом

Робочі колеса компресора ТКР-50. Для визначення руйнівної частоти коліс випробування були проведені для двох найбільш небезпечних випадків, які можуть виникнути при їх експлуатації і привести до руйнування. Перший випадок – робота турбокомпресора №1 при закритій заслінці системи рециркуляції відпрацьованих газів (РВГ). Другий випадок – робота турбокомпресора №2 в гірських умовах на висоті 1500 м. Розрідження повітря, що виникає в цьому випадку, імітувалося шляхом установки у вхідний канал додаткової заслінки.

Для відстеження частоти обертання ротора в турбокомпресор встановлювалися датчики виробництва «Holset». Вони були підключені до осцилографа, що вимірює частоту імпульсів, яка в подальшому перераховувалася в частоту обертання ротора ТК. Частота імпульсів, що надходила з датчиків на осцилограф, записувалася засобами відеореєстрації.

Додатково фіксувалася температура повітря після компресора за допомогою встановлених в закомпресорний простір термопар, які з'єднані з блоком вимірювання напруг. Перепади напруги, в подальшому перетворювалися в температуру. Тиск в закомпресорному просторі вимірювався манометрами. Для відстеження витрати повітря стенд обладнаний витратомірами. Дане обладнання необхідне для відстеження наявності помпажу, який при появі буде надавати додатковий силовий вплив на РК і ротор в цілому. При такому режимі роботи руйнівні частоти матимуть занижені значення по відношенню до руйнівних частот нормального режиму експлуатації. Це може призвести згодом до помилки при оцінці похибки отриманих методик розрахунку.

Випробування ТК проводилися в складі 4-циліндрового, 4-тактного дизельного двигуна №F0016665 (Євро 5) з рядним розташуванням циліндрів, рідинною системою охолодження і охолодженням надувного повітря в теплообміннику типу «повітря-повітря». Дані отримані для режиму роботи двигуна з ефективною потужністю 110 кВт і частотою обертання колінчастого валу  $2600 \text{ хв}^{-1}$ .

Фотографія експериментальної установки для визначення руйнівної частоти робочих коліс представлена на рис.3.1.

Випробування ТК при закритій заслінці системи РВГ, а також при імітації гірських умов успішно пройшли обидва турбокомпресори. При цьому ніяких особливостей в їх роботі не виявлено. Випробування на кожному з режимів проводилися з витримкою в 10 хв. Частоти обертання ротора на цих режимах, а також при нормальних умовах представлені в табл.3.1.

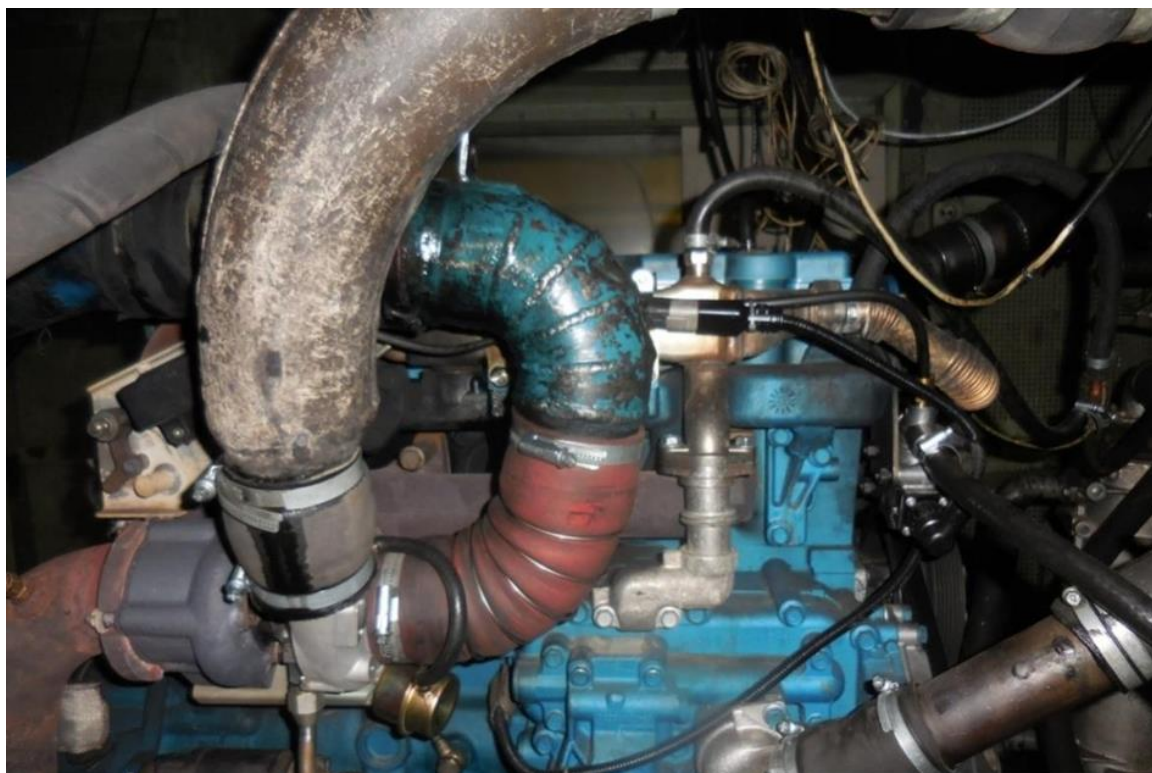


Рис.3.1 – Експериментальна установка для визначення частоти руйнування коліс.

Таблиця 3.1 – Частоти обертання залежно від режиму експлуатації

Умови випробувань	Частота обертання ротора $\text{хв}^{-1}$ ( $\text{с}^{-1}$ )	
	ТК №1	ТК №2
Стандартные условия	186600 (3110)	183200 (3053)
Заслінка системи РВГ закрита	207500 (3458)	207500 (3458)
Імітація експлуатації в гірських умовах	207900 (3465)	207900 (3465)

Для визначення руйнівної частоти обертання імітувалося накладання один на одного вищеописаних режимів роботи – експлуатація ТК при закритій заслінці системи рециркуляції відпрацьованих газів в гірничих умовах.

У першому випадку при моделюванні експлуатації в гірничих умовах і спробі додаткового закриття заслінки системи РВГ сталося руйнування ТК №1. При цьому руйнівна частота склала  $219400 \text{ хв}^{-1}$  ( $3657 \text{ с}^{-1}$ ). Даний досвід був повторений для ТК №2. У цьому випадку руйнівна частота обертання

становила  $238659 \text{ хв}^{-1}$  ( $3978 \text{ с}^{-1}$ ). У момент руйнування на осцилографі були зафіксовані стрибки значень частоти сигналів, що надходили від датчика частоти обертання. Руйнування супроводжувалося стуком і нестабільним режимом роботи двигуна.

Максимальна зафіксована температура повітря за компресором під час випробувань коливалася в межах  $180\text{--}260^\circ\text{C}$ .

Видимі пошкодження обох ТК після руйнування мають однакові характерні риси. Відірвана задня кришка повітропроводу компресора (рис. 3.2). Робоче колесо компресора в результаті експерименту виявилось зруйнованим, а його найбільші осколки застрягли в повітропроводі компресора (рис. 3.3). Після вилучення осколків з повітропроводу встановлено, що він має значні задири на внутрішній поверхні.



Рис.3.2 – Загальний вигляд місця руйнування ТКР-50



Рис.3.3 – Зруйнований повітропровід компресорної частини

Серед уламків колеса (рис.3.4) два мають найбільший розмір, три мають середній розмір, всі інші являють собою металеву стружку. Великі уламки на зовнішньому радіусі сплюснені і вигнуті в осьовому напрямку.



Рис.3.4 – Осколки робочого колеса компресора і кінцевик ротора.

При вилученні осколків з повітропроводу також був виявлений обломлений кінцевик ротора, що має рівну поверхню зламу. Він має яскраво виражене вигин. Кріпильний елемент колеса зберігся.

За результатами демонтажу ротора (рис. 3.5) виявлено незначні подряпини на РК турбіни. Моноштулка підшипника має відколи, її робоча поверхня – гладка, яскраво виражених задирів немає. Посадочне місце колеса компресора на вал обломлено.



Рис.3.5 – Демонтований фрагмент ротора і моноштулка підшипника.

Робоче колесо компресора ТКР-80. У даному випадку методика випробувань передбачає перевірку працездатності РК компресора при частоті обертання ротора  $136400 \text{ хв}^{-1}$  ( $2273 \text{ с}^{-1}$ ) протягом 10 хв. У ході експерименту ця частота обертання збільшувалася на  $2500 \text{ хв}^{-1}$  ( $42 \text{ с}^{-1}$ ) з витримкою на кожному кроці по 5 хв. Збільшення навантаження із заданим кроком тривало до моменту руйнування колеса.

Руйнування РК відбулося при переході з частоти обертання  $156300 \text{ хв}^{-1}$  ( $2605 \text{ с}^{-1}$ ) на частоту  $158800 \text{ хв}^{-1}$  ( $2647 \text{ с}^{-1}$ ), руйнівна частота при цьому склала  $157000 \text{ хв}^{-1}$  ( $2617 \text{ с}^{-1}$ ). У цей момент на осцилографі було зафіксовано стрибок у значеннях частоти сигналу, що надходив від датчика частоти обертання.

При руйнуванні раковину компресора разом із задньою стінкою відірвало від корпусу підшипників, як і у випадку з ТКР-50. Різьблення болтових з'єднань задньої кришки компресора, призначених для кріплення до

корпусу підшипників, виявилося зрізаним, а центральна частина задньої кришки розколота.

Фрагменти зруйнованого колеса щільно заклинилися всередині корпусу компресора (рис.3.6), де виявлено три великі фрагменти і безліч дрібних осколків. Після їх вилучення встановлено, що корпус має глибокі подряпини і численні задирки.



Рис.3.6 – Демонтована компресорна частина ТКР-80 з осколками колеса і кінцевиком ротора.

Ділянка валу, призначена для установки колеса компресора, зламана в двох місцях: в районі упорного підшипника і на початку різьблення під гайку кріплення колеса. Відламаний кінцевик вигнутий.

Колесо турбіни з валом, що звільнилися від колеса компресора, вилетіли з турбокомпресора через вихідний отвір турбіни. При цьому лопатки колеса

турбіни у вигляді застиглих бризок налипли на перегородку і стінки раковини корпусу.

Температура закомпресованого повітря в ході випробувань коливалася в межах 243–320 °С.

### 3.2.2 Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 розрахунковим шляхом

Експериментальне визначення механічних властивостей матеріалу коліс компресора. Для побудови кривих деформації алюмінієвого сплаву ZL105A – матеріалу заготовок робочих коліс були проведені випробування для визначення його механічних властивостей. Для цього були вибрані випадковим чином три заготовки РК компресора. З перших двох заготовок було вирізано по два зразки для випробувань, з третьої заготовки – один. Розміри цих дослідних зразків відповідають ГОСТ 1497-84. Креслення дослідного зразка і схема вирізання з заготовки колеса представлені на рис.3.7.

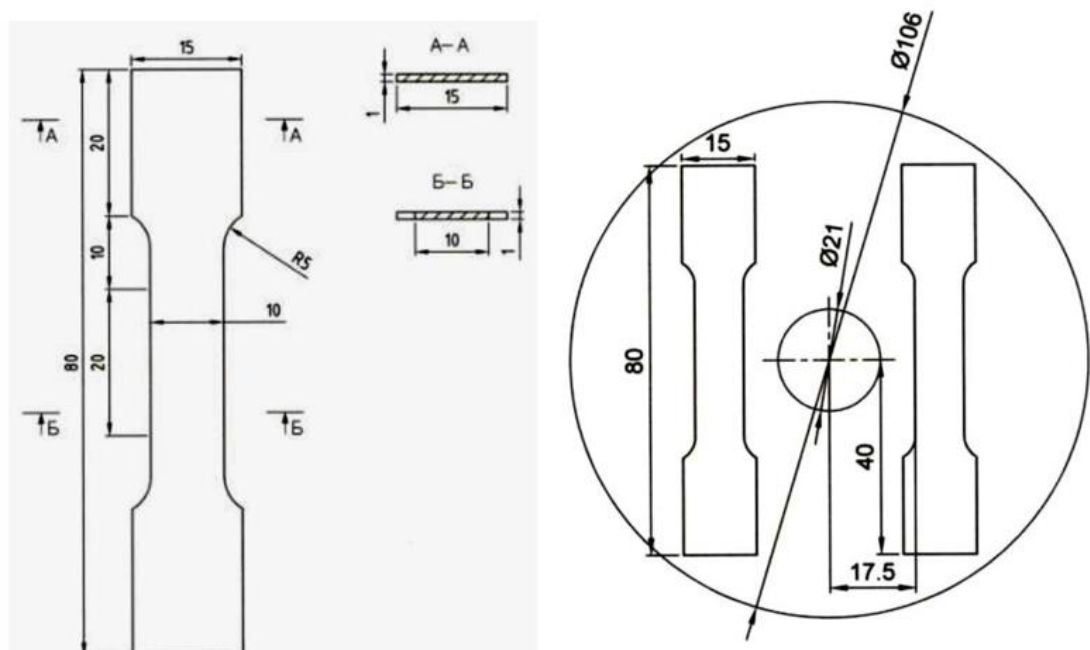


Рис.3.7 – Експериментальний зразок для випробувань механічних властивостей матеріалу та схема його вирізання із заготовки РК.

Експеримент проводився на випробувальній машині TiraTest 2300 (рис. 3.8) з граничним зусиллям в 10 тс. Величина зусилля визначалася за допомогою датчика зусиль з похибкою в 0,5% від максимального зусилля. Переміщення визначалися за допомогою датчика ходу траверси. У процесі випробувань дані, які реєструвалися датчиками, записувалися в пам'ять комп'ютера у вигляді діаграми «сила - переміщення». Ця діаграма перетворювалася в криву деформації з використанням залежностей:

$$\sigma = P / F_0, \quad \varepsilon = \Delta l / l_0$$

де

$F_0$  – площа поперечного перерізу зразка, мм<sup>2</sup> (див. рис. 3.7);

$P$  – сила, Н (реєструється датчиками в ході випробувань);

$\Delta l$  – подовження, мм (реєструється датчиками в ході випробувань);

$l_0$  – початкова довжина, мм (див. рис. 3.7).

Результати експерименту представлені на рис. 3.9–3.14 і в табл.3.2–3.3.



Рис.3.8 – Схема закріплення дослідного зразка в випробувальній машині



Рис.3.9 – Фотографія опытного образца №3.1 (образец, вырезанный из третьей заготовки РК) до и после разрушения.

Таблица 3.2 – Механические характеристики материала ZL105A  
согласно испытаниям.

№ зразка	Модуль пружності, ГПа	Межа плинності, МПа	Межа міцності, МПа	Залишкове подовження, %	Відносне звуження, %
1.1	64	251	320	2	2
1.2	66	250	355	3	2
2.1	76	262	320	0,5	2
2.2	71	272	350	4	1
3.1	63	279	290	3	2
Середнє значення	68	262,8	327	2,5	1,8

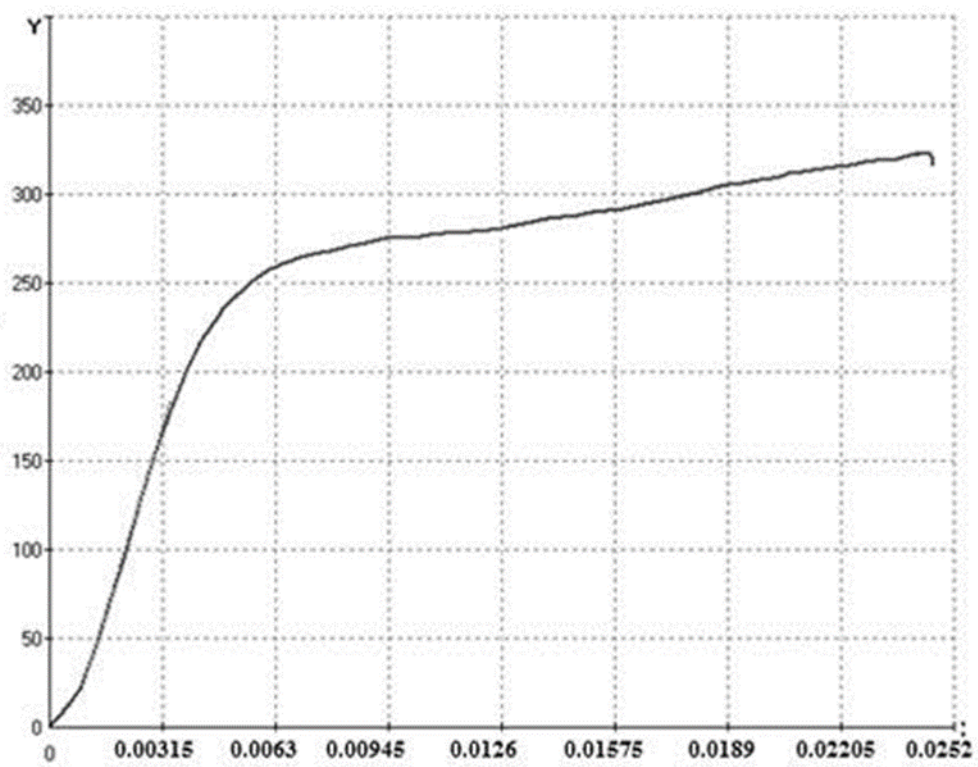


Рис.3.10 – Крива деформованого зразка №1.1.

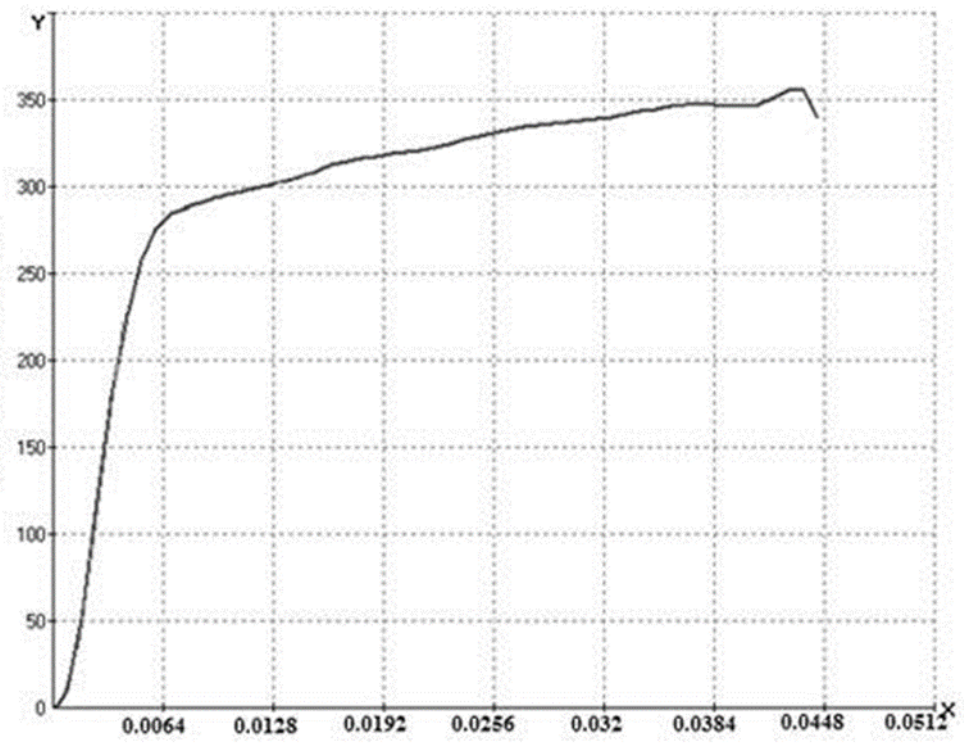


Рис.3.11 – Крива деформованого зразка №1.2

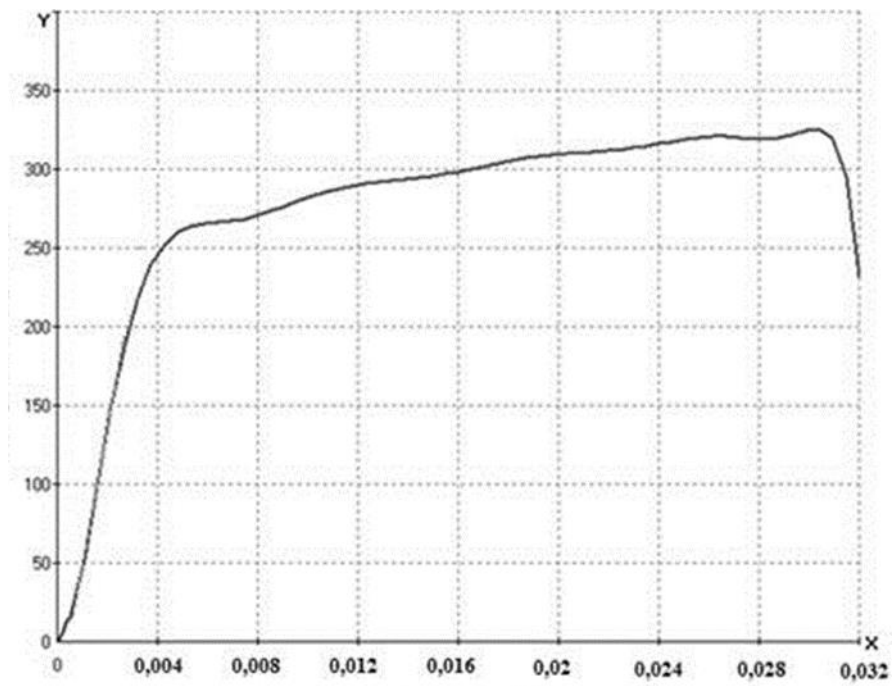


Рис.3.12 – Крива деформації зразка №2.1

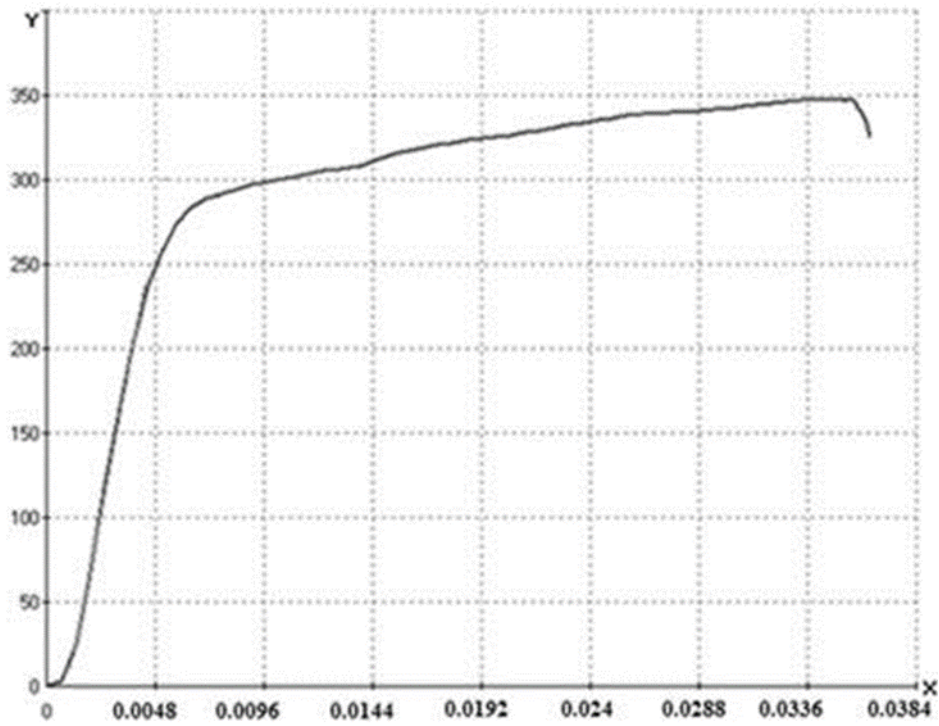


Рис.3.13 – Крива деформації зразка №2.2.

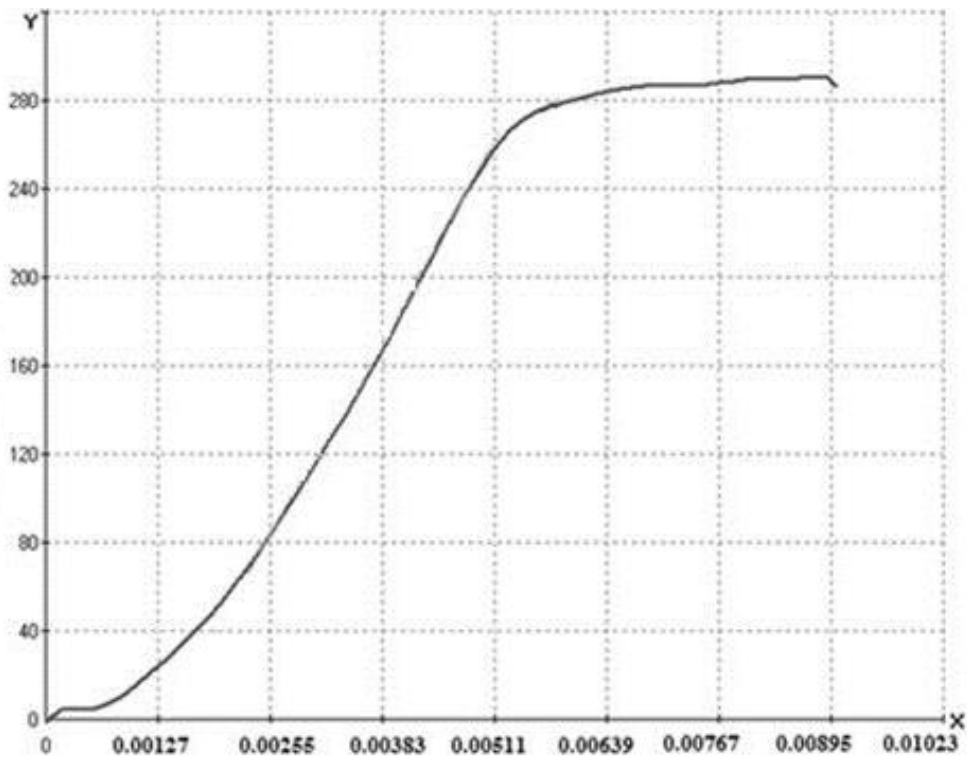


Рис.3.14 – Крива деформації зразка №3.1.

На підставі цих результатів сформовано «усереднену» криву деформації, координати точок якої наведено в табл. 3.3. Усереднення виконано за правилом середнього арифметичного. Для побудови діаграми використано 8 точок.

Табл. 3.3 – Усереднена залежність напруження – деформація матеріалу ZL105A при 20°C у табличному вигляді.

№ точки	Деформація	Напруження, МПа
1	0,00346	237
2	0,00785	277
3	0,01178	296
4	0,0157	308
5	0,01963	314
6	0,02355	316
7	0,02748	315
8	0,03141	303

Розрахунок руйнівних частот обертання коліс компресора ТКР-50 і ТКР-80. Визначення руйнівних частот відбувалося ітераційним шляхом в рамках методу кінцевих елементів. В якості початкових значень для навантаження колеса бралися експериментальні дані по руйнівних частотах. Надалі послідовно збільшувалося або зменшувалося навантаження – частота обертання. Це робилося з метою доведення значень еквівалентних напружень в зоні отвору до межі міцності матеріалу 296 МПа (при температурі 90°C). При досягненні цього значення фіксувалася руйнівна частота. Напружено-деформовані стани РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 при руйнівних частотах відповідно 3670 с<sup>-1</sup>, 2600 с<sup>-1</sup> представлені на рис. 3.15, 3.17. Для оцінки можливості контакту робочих коліс з корпусом компресора на рис. 3.16, 3.18 наведено значення радіальних і осьових переміщень.

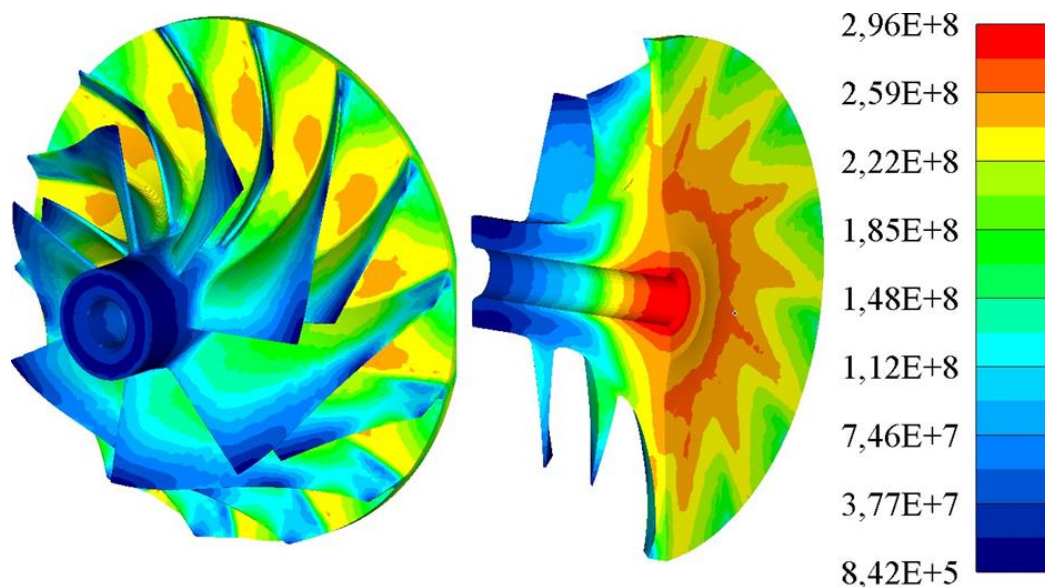


Рис.3.15 – Еквівалентні напруження [Па] при руйнівній частоті обертання  $3670 \text{ c}^{-1}$  ( $220200 \text{ хв}^{-1}$ ).

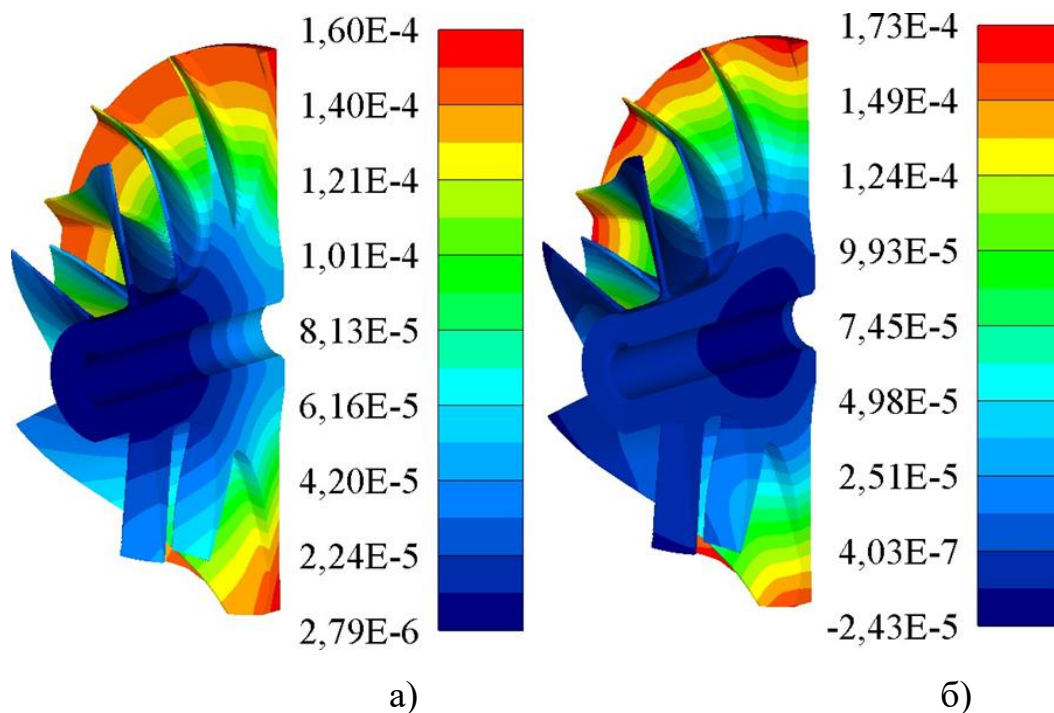


Рис.3.16 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] при руйнівній частоті обертання  $3670 \text{ c}^{-1}$  ( $220200 \text{ хв}^{-1}$ ).

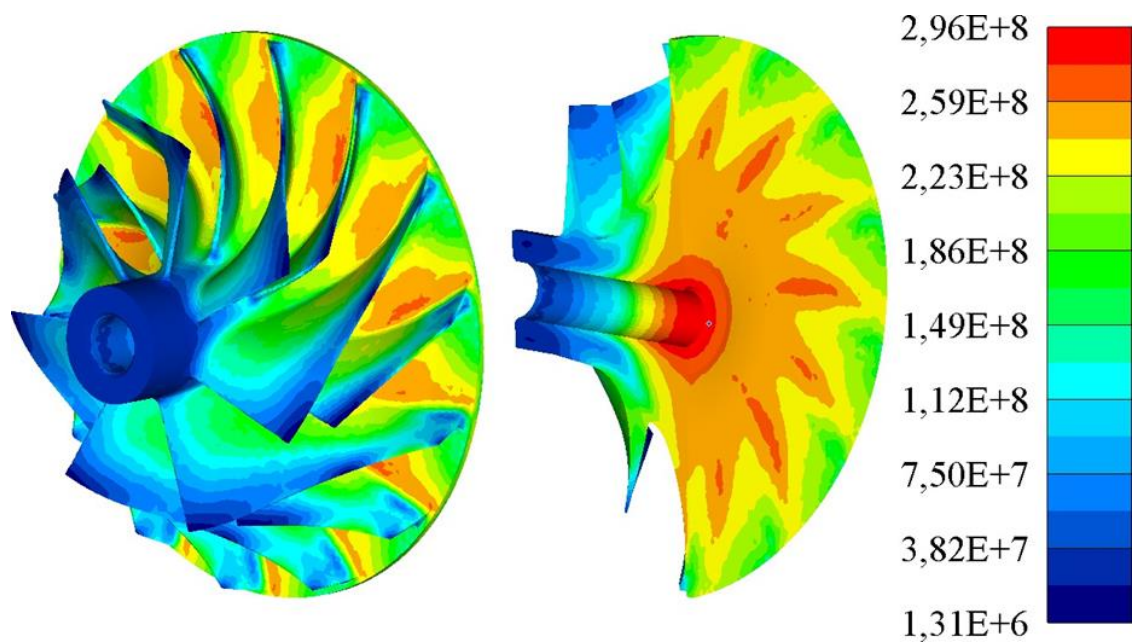


Рис.3.17 – Еквівалентні напруження [Па] при руйнівній частоті обертання  $2600 \text{ c}^{-1}$  ( $156000 \text{ хв}^{-1}$ ).

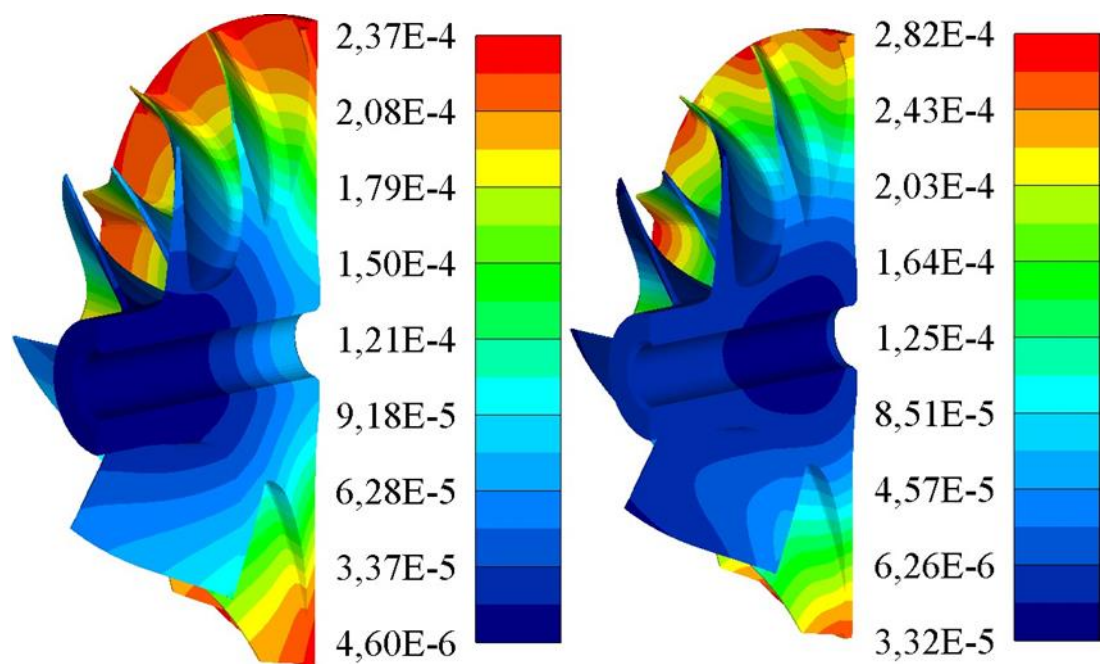


Рис.3.18 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] при руйнівній частоті обертання  $2600 \text{ c}^{-1}$  ( $156000 \text{ хв}^{-1}$ )

Значення руйнівних частот, знайдені розрахунковим шляхом, добре узгоджуються з експериментально визначеними значеннями. Беручи до уваги, що точні значення знайдені експериментальним способом, можна стверджувати, що відносна похибка отриманих значень чисельним способом з

урахуванням припущень, прийнятих у розділі 2, для РК компресора ТКР-50 складе 4%, а для РК компресора ТКР-80 буде 0,7%.

Розподіл осьових і радіальних переміщень (рис. 3.16–3.18) в РК вказують на те, що при руйнівній частоті обертання будуть зберігатися зазори між колесом і корпусом компресора. Номінальні зазори в цьому місці у ТКР-50 і ТКР-80 становлять 0,35–0,4 мм, 0,4–0,45 мм. Отже, при руйнівній частоті за рахунок деформацій колеса в разі ТКР-50 вибереться близько 50% від початкового зазору, а у ТКР-80 близько 70%. Варто відзначити, що ці зазори також будуть вибиратися за рахунок зменшення товщини масляної плівки в підшипниках і пружних деформацій вала ротора. Однак ці фактори в процесі експлуатації викликають значно менші переміщення РК, ніж ті, що пов'язані з високою частотою обертання або тепловим впливом.

Напружено-деформований стан РК, визначений МКЕ, добре узгоджується з особливостями руйнування елементів ТК в ході експерименту. При навантаженні відцентровою силою РК згинається в осьовому напрямку в бік кінцевика ротора (рис.3.18), накопичуючи при цьому потенційну енергію деформації. При руйнуванні колеса вона переходить в кінетичну енергію руху осколків в осьовому напрямку. Удар осколків об корпус компресора призводить до його внутрішніх пошкоджень (подряпин, задирок і т.д.). Переданий на корпус зусилля викликає відрив задньої кришки. Осколки при цьому сплющуються від удару і вигинаються в зворотний бік відносно руху.

Найбільш характерною рисою на рис.3.17 є максимальні напруження, які зосереджені в області отвору біля задньої стінки колеса. З іншого боку, в результаті експерименту зафіксовано, що межа руйнування колеса на осколки проходить саме в цій зоні рис.3.6, що також вказує на коректність результатів.

### Висновок по розділу 3

На основі проведеної дослідної апробації можна сформулювати наступні висновки:

1. Порівняльний аналіз результатів теоретичного та експериментального дослідження показує, що розроблена методика розрахунку міцнісних властивостей РК з ізотропних та квазіізотропних матеріалів дозволяє прогнозувати показники НДС з похибкою менше 5%. Дані, отримані в ході розрахунку, добре узгоджуються з якісною та кількісною картиною руйнування коліс під час експерименту. З цього випливає, що розрахункові методики, використані в розділі 2, для різних марок дискретно-армованих композитів мають необхідну адекватність. Відсутність руйнування колеса турбіни в ході випробування підшипників вказує на те, що воно має високі запаси міцності, що було також передбачено розрахунками в другому розділі для ТКР-130.

2. Узгодженість результатів розрахунку і експерименту при визначенні руйнівної частоти обертання підшипників, а також частоти прецесії його елементів виявилася 28-30%. З цього випливає, що використана в роботі модель може бути успішно використана для оперативної оцінки якісної картини поведінки ротора при експлуатації.

## ВИСНОВКИ

1. У ході дослідження з урахуванням його тематичної спрямованості сформульовано та методично обґрунтовано положення щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик процесу повітряно-поживного циклу автотракторних двигунів та його впливу на поліпшення показників перехідних процесів у них шляхом застосування композиційних матеріалів у конструкціях агрегатів турбонаддуву.

2. На основі розрахунково-аналітичного дослідження розроблено критерії вибору нових перспективних композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресорів з урахуванням умов їх ефективної експлуатації в складі системи наддуву ДВЗ.

3. З використанням сучасних засобів математичного моделювання розроблено методики пошуку оптимізованих зміцнюючих структур армування та визначення напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресора з квазіізотропних та анізотропних матеріалів. За результатами моделювання виявлено варіанти конструкцій коліс, які мають запас міцності на 50% вище, ніж традиційні аналоги. Цей факт може бути використаний для підвищення робочої частоти обертання ротора турбокомпресора і повною мірою відповідає вимогам їх ефективного застосування в системах турбонаддуву автотракторних двигунів.

4. З використанням верифікованого пакету прикладних програм проведено розрахунково-аналітичне дослідження з оцінки можливості зниження навантаженості підшипникового вузла за рахунок застосування композиційних матеріалів в елементах конструкції турбокомпресора. Встановлено, що використання подібних матеріалів залежно від частоти обертання ротора дозволяє зменшити інерційні навантаження і знизити моменти тертя підшипника до 3 разів. Зниження моментів тертя скорочує інтенсивність дисипації механічної енергії в підшипниках. Це позитивно позначається на енергетичній ефективності турбокомпресора і дозволяє

знизити температуру нагрівання масла від тертя. Зменшення навантаженості дає можливість використовувати вал ротора меншого діаметра, що також зменшує втрати на тертя, металоємність і інерційність конструкції.

5. Розроблено методику дослідної апробації основних положень, отриманих в ході теоретичних досліджень, з використанням випробувального стенду. За результатами апробації встановлено, що при визначенні напружено-деформованого стану робочих коліс розрахунковим шляхом відносна похибка не перевищує 5%. При вирішенні задачі роторної динаміки ця похибка становить 30%.

6. За результатами порівняльного аналізу експлуатаційних характеристик ДВЗ з турбокомпресорами з елементами, виконаними з традиційних і композиційних матеріалів, дано оцінку їх впливу на показники перехідного процесу ДВЗ. Встановлено, що послідовне застосування композиційних матеріалів для робочих коліс компресора і турбіни дозволяє знизити тривалість перехідного процесу на 7% і на 16% відповідно. Сумарний ефект від їх застосування складе 23%.

7. У ході дослідження здійснено систематизацію результатів дослідження і розроблено практичні рекомендації в області перспективного створення високоефективних агрегатів наддуву ДВЗ з конструкційними елементами з композиційних матеріалів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малаховецький А.Ф. Підвищення надійності турбокомпресорів авто-тракторних двигунів шляхом зниження їх теплонапруженості. Дис. канд. техн. наук. 2005. 141 с.
2. Денисов А.С., Малаховецький А.Ф., Кулаков А.Т. та ін. Підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів ТКР 7Н // Вісник Саратовського державного технічного університету. 2004. №4. С.67–74.
3. Свечников А.А. Підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів дизеля 10Д100 // Молодий вчений, 2015. №22 (102). С.182–184.
4. Гаффаров Г.Г., Калімулін Р.Ф., Коваленко С.Ю., Кулаков А.Т. Підвищення надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів поліпшенням змащення підшипникового вузла. Вісник Серія «Машинобудування». 2015. № 3. С. 18–27.
5. Щербицька Т.В. Підвищення параметричної надійності роботи турбокомпресорів тепловозних дизелів в експлуатації. Дис. канд. техн. наук. 2002. 148 с.
6. Тараненко П.А. Динаміка ротора турбокомпресора на підшипниках ковзання з плаваючими втулками. Дис. канд. техн. наук. 2011. 172 с.
7. Бурцев А.Ю., Плаксін А.М., Гриценко А.В. Підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів дизелів тракторів // 2015. №72/1. С.23–25.
8. Савельєв Г.М., Лямцев Б.Ф., Аболтін Е.В. Досвід доопрацювання та виробництва турбокомпресорів автомобільних дизелів: Навчальний посібник для інститутів підвищення кваліфікації. Інститут підвищення кваліфікації керівних працівників і фахівців автомобільної промисловості, 1985. 94 с.
9. Тимошенко Д.В. Дослідження та поліпшення динамічних якостей перехідних режимів роботи комбінованих двигунів внутрішнього згорання. Дис. канд. техн. наук. ХДТУ, 2004. 156 с.

10. Ханін Н.С., Аболтін Е.В., Лямцев Б.Ф. та ін. Автомобільні двигуни з турбонаддувом. 1991. 336 с.
11. Камінський Р.В. Методика створення типорозмірного ряду турбокомпресорів для поршневих двигунів різного призначення. Дис. канд. техн. наук. 2015. 150 с.
12. Синявський В.В., Іванов І.Є. Форсування двигунів. Системи та агрегати наддуву. 2016. 112 с.
13. Кольб В.В. Експериментальні дослідження способу скорочення часу перехідних процесів дизеля // 2015.№2(140). С.109–111.
14. Shimizu T., Takama K.-I., Enokishima H. Silicon Nitride Turbocharger Rotor for High Performance Automotive Engines // SAE. Techn. pap. ser.. 1990. №900656. С.163–175.
15. Аболтін Е.В. Перспективні напрямки підвищення технічного рівня автомобільних компресорів // Труди, 1989. № 205 С.95–105.
16. Суворов І.А., Бердников Л.А. Дослідження можливості теплової оптимізації ротора турбокомпресора з проведенням кінцево-елементних аналізів // Праці НГТУ. 2013. №4 (101). С.56–65.
17. Луценко В.А. Формування та забезпечення якості підшипникового вузла турбокомпресора високофорсованого автомобільного дизеля на етапі проектування та доопрацювання. Дис. канд. техн. наук. 2014. 121 с.
18. Корнєєв Н.В., Кам'яний А.В. Методи підвищення динамічної надійності сучасних ДВЗ шляхом вдосконалення турбокомпресорів пресів та прогнозуванням динамічних навантажень в їх системах // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ААІ «Автомобільне та тракторне будівництво». 2010. С.132–138.
19. Вирубов Д.Н., Іващенко Н.А. та ін. Двигуни внутрішнього згорання. За ред. А.С.Орліна та М.Г. Круглова. Системи двигунів внутрішнього згорання. Навчальний посібник для вузів за спец. «Двигуни внутрішнього згорання». Вид. 4-е. 1983. 372 с.

20. Мацевитий Ю.М. Моделювання теплового стану елементів турбомашин. Київ: Наукова думка, 1979. 255 с.
21. Селезньов К.П., Подобуєв Ю.С., Анісімов С.А. Теорія і розрахунок турбокомпресорів. 1968. 406 с.
22. Стефановський Б.С. Теплонапруженість деталей швидкохідних поршневих двигунів. 1978. 128 с.
23. Каримбаєв Т.Д., Луппов А.А., Єпанов В.Г. та ін. Розробка легких широкохордних лопаток вентиляторів із застосуванням композиційних матеріалів для перспективних турбореактивних двоконтурних двигунів. Праці «Сучасні методи забезпечення міцності та надійності деталей авіаційних двигунів». Під ред. Ю.А. Ножницького, Б.Ф. Шора, І.М. Долгополова. Л.: ТОРУС ПРЕС, 2010. 456 с.
24. Скибін В.А., Солонін В.І., Палкін В.А. Роботи провідних авіадвигунобудівних компаній щодо забезпечення створення перспективних авіаційних двигунів (аналітичний огляд). 2010. 676 с.
25. Нусратуллін Е.М. Міцність композиційної лопатки компресора газотурбінного двигуна. Дис. канд. техн. наук.: 2012. 154 с.
26. Каримбаєв Т.Д., Ніколаєв Д.І., Петров Ю.А., Афанасьєв Д.В. Робоче колесо відцентрового компресора з композиційного матеріалу та спосіб його виготовлення: патент 2239100; опубліковано 27.04.04.
27. Нетрусов А.Н., Фомін В.М. Композиційні матеріали для робочих коліс турбокомпресора // Трактори та сільськогосподарські машини. 2017. №8. С.28–36.
28. Нетрусов А.Н., Фомін В.М. Порівняльний аналіз характеристик ротора турбокомпресора з композиційних і традиційних матеріалів // Наука, 2017. № 2 (12). С.66–73.
29. Нетрусов А.Н., Фомін В.М. Оптимізація армуючого шару компресорного колеса з композиційного матеріалу турбокомпресора ДВЗ //Наука, 2018. № 2 (16). С.45–50.

30. Макаров А.Р., Смирнов С.В., Осокін С.В., Пятов І.С., Врублевська Ю.І., Фінкельберг Л.А. Конструкційні матеріали для поршнів ДВЗ // Вісті 2013. №1(15). С.119–125.
31. Пятов І.С., Шибоев О.В., Бузинов В.Г., Макаров А.Р., Костюков А.В., Поседко В.Н., Фінкельберг Л.А., Костюченко А.Н. Вуглецеві матеріали для деталей ГТД і ДВЗ, проблеми та перспективи // Вісті. 2014. №4(22). С.55–60.
32. Камінський В.М. Камінський Р.В., Григоров І.М., Терегулов Т.І., Сибіряков С.В. Розрахунок напружено-деформованого стану колеса компресора турбокомпресора транспортного ДВЗ // Наука, 2016. №4 (10). С. 46–51.
33. Композиційні матеріали. Т.7: Аналіз і проектування конструкцій. 1978. 344 с.
34. Любін Дж. Довідник з композиційних матеріалів: У 2-х кн. Кн. 1 / Пер. з англ. А.Б. Геллера, М.М. Гельмонта; під ред. Б.Е. Геллера. 1988. 448 с.
35. Победря Б.Е. Механіка композиційних матеріалів, 1984. 400 с.
36. Васильєв В.В. Механіка конструкцій з композиційних матеріалів. Х.:Майдан., 1988. 272 с.
37. Жарін Д.Є., Калашников В.І., Соколова Ю.А., Шibaков В.Г. Виробництво композитних матеріалів в машинобудуванні. К: Руно, 2008. С.96.

## ДОДАТКИ