

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СОПЛОВОГО КІЛЬЦЯ ТУРБОНАГНІТАЧА ДВОПАЛИВНОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВІ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО ТА ГАЗОДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Баловнів А. І., магістр з експлуатації суднових енергетичних установок EUROCREW Manning Agency, вахтовий механік, м. Одеса, Україна, e-mail: a.balovniev@gmail.com, ORCID: 0009-0002-5224-2880;

Врублевський Р. Є., к.т.н., доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних систем Херсонської державної морської академії, м. Херсон, Україна, e-mail: amor-vr@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8686-3488;

Левінський М. В., к.т.н., доцент, доцент кафедри «Теорії автоматичного управління та обчислювальної техніки» Національного університету «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна, e-mail: maxlevinskiy@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6544-5110;

Нікольський М. В., к.т.н., старший механік, LSCgroup, м. Рига, Латвія, e-mail: markdezert@ukr.net, ORCID: 0000-0002-3387-7402;

Нікольський В. В., д.т.н., професор, професор кафедри технічної експлуатації флоту Національного університету «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна, e-mail: prof.nikolskiy@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8123-4233;

Слободянюк М. В., к.т.н., доцент, старший викладач кафедри корабельної енергетики Інституту Військово-Морських Сил Національного університету «Одеська морська академія», м. Одеса, України, e-mail: nkgavr1234@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2248-0255.

Стаття присвячена підвищенню надійності соплового кільця турбонагнітача Napier NT1-10 двопаливного суднового дизеля Wärtsilä W6L34DF у складі енергетичної установки танкера-газовоза. Актуальність дослідження зумовлена широким поширенням двопаливних середньообертових дизелів типу DF на суднах для перевезення скрапленого газу, а також значною частотою відмов соплового кільця турбонагнітача, спричинених термомеханічними навантаженнями та твердочастинковою ерозією. Методологічну основу дослідження становлять тривимірне геометричне моделювання в середовищі AutoCAD та чисельне моделювання за допомогою хмарної CAE-платформи SimScale: CFD-аналіз (OpenFOAM) для оцінки газодинамічних процесів у проточній частині та метод скінченних елементів (Code Aster) для аналізу статичних і термомеханічних напружень. Результати моделювання показали, що зони максимальних напружень концентруються у місцях переходу «лопатка–корінь» та «корпус–опора». На основі виявлених закономірностей запропоновано модернізовану конструкцію: введено округлені геометричні переходи (галтели) у критичних зонах, що дало змогу значно знизити пікові концентрації термомеханічних напружень і зменшити ризик зародження втомних тріщин без зміни газодинамічних характеристик потоку та схеми кріплення елемента. Висновки: запропонований комплексний підхід – поєднання 3D-моделювання, CFD та структурного аналізу – забезпечує надійну оцінку ресурсу і може бути застосований для вдосконалення інших елементів суднових енергетичних установок.

Ключові слова: двопаливний дизель; турбонаддування; надійність; соплове кільце; обчислювальна гідрогазодинаміка; CFD-моделювання; SimScale; Wärtsilä W6L34DF.

DOI: 10.33815/2313-4763.2026.1.32.006-019

Вступ. Сучасний розвиток морського транспорту супроводжується посиленням екологічних вимог та необхідністю підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок. У цьому контексті двопаливні середньообертові дизелі типу DF компанії Wärtsilä набули широкого застосування на суднах для перевезення скрапленого природного газу (LNG), оскільки забезпечують зниження викидів оксидів азоту та вуглекислого газу. Водночас забезпечення їх надійної та безперебійної роботи є критично важливим фактором безпеки судноплавства та економічної ефективності експлуатації суден [1, 2].

Практика експлуатації двопаливних дизелів у газовому режимі роботи свідчить про підвищену частоту відмов елементів системи турбонаддування, зокрема соплового кільця турбінної частини турбонагнітача.

У дослідженні основну увагу приділено роботі двигуна у газовому режимі при номінальному навантаженні, що є характерним для експлуатації LNG-танкерів.

Соплове кільце турбінної частини турбонагнітача працює в умовах інтенсивних термомеханічних навантажень, включаючи високі температури вихлопних газів (500–630 °C), значні градієнти температур, пульсації тиску та вплив твердочастинкової ерозії (Solid Particle Erosion, SPE). Згідно з результатами аналізу відмов методом Fault Tree Analysis, ерозійні та забруднювальні процеси турбінної частини є одними з основних причин виходу турбонагнітачів з ладу, з імовірністю відмов на рівні 0,08–0,12 [9].

Аналіз наукових джерел показує, що проблематика надійності турбонагнітачів суднових двигунів активно досліджується. Зокрема, у роботах [6, 7] систематизовано типові відмови та їх діагностичні ознаки, а в [9] проведено кількісну оцінку ймовірностей відмов елементів системи турбонаддування. CFD-дослідження газодинамічних процесів у соплових апаратах представлені у [12, 13], тоді як у роботах [16, 17] виконано аналіз міцності та втомної довговічності соплових кілець з урахуванням термомеханічних навантажень і твердочастинкової ерозії.

Водночас більшість існуючих досліджень розглядають газодинамічні та міцнісні аспекти ізольовано, без комплексного врахування взаємодії теплових і механічних навантажень у реальних умовах експлуатації суднових енергетичних установок. Крім того, у науковій літературі практично відсутні роботи, спрямовані на оптимізацію геометрії соплового кільця турбонагнітачів типу Napier NT1-10 для двопаливних двигунів Wärtsilä W6L34DF.

Метою роботи є підвищення надійності соплового кільця турбонагнітача Napier NT1-10 шляхом удосконалення його геометрії на основі комплексного чисельного моделювання.

Для досягнення поставленої мети вирішуються такі задачі: аналіз умов роботи елемента та ідентифікація зон критичних навантажень; розробка та верифікація тривимірної геометричної моделі; проведення CFD-аналізу газодинамічних процесів у проточній частині; виконання термомеханічного аналізу методом скінченних елементів (FEM); розробка та оцінка ефективності модернізованої конструкції.

Наукова новизна роботи полягає у комплексному поєднанні CFD-аналізу та термомеханічного моделювання для оцінки напружено-деформованого стану соплового кільця, виявленні критичних зон концентрації напружень з урахуванням реальних температурних градієнтів, а також обґрунтуванні геометричної модифікації (введення раціональних галтелів), що забезпечує зниження рівня напружень без погіршення газодинамічних характеристик потоку.

З огляду на викладене, для досягнення поставленої мети було обрано об'єкт дослідження, що відповідає типовим умовам експлуатації двопаливних суднових дизелів, та розроблено методологію комплексного чисельного моделювання, яка поєднує CFD-аналіз газодинамічних процесів із термомеханічним аналізом методом скінченних елементів.

Матеріали та методи. Об'єктом дослідження є двопаливний середньооборотний дизель Wärtsilä W6L34DF у складі енергетичної установки танкера-газовоза. Як дослідницький прототип обрано судно MARAN GAS CHIOS (IMO: 9753014) – танкер-газовоз (LNG carrier) типу Segregated Ballast Tanker, побудований у 2019 році на верфі Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering (Південна Корея). Допоміжна енергетична установка судна включає два дизель-генератори Wärtsilä W6L34DF потужністю 2880 кВт кожний [3].

Технічні характеристики двигуна W6L34DF: 4-тактний рядний 6-циліндровий двопаливний двигун; діаметр циліндра 340 мм; хід поршня 400 мм; номінальна потужність 2880 кВт при 720 об/хв; викиди у газовому режимі – відповідають IMO Tier III; у дизельному

режимі – IMO Tier II. Система контролю наддуву складається з клапана перепуску вихлопних газів (Waste Gate) та байпасного клапана повітря [3].

Турбонагнітач Napier NT1-10 (Frame FJ, Specification FJA051, серійний номер 712899) конструктивно містить одноступеневу осьову турбіну та відцентровий компресор, об'єднані спільним ротором. Максимальна швидкість обертання – 31200 об/хв, максимальна температура газів на вході – 650 °С.

На основі технічних характеристик обраного об'єкта дослідження сформовано систему граничних умов для чисельного моделювання. Оскільки достовірність результатів CFD- та термомеханічного аналізу безпосередньо залежить від коректності вхідних параметрів, вхідні параметри визначались відповідно до реальних режимів роботи двигуна W6L34DF при 100% навантаженні – з урахуванням особливостей газового режиму двопаливного циклу та характеристик турбонагнітача Napier NT1-10.

Вхідні параметри та граничні умови моделювання. Вхідні параметри для чисельного експерименту визначено відповідно до стендових випробувань двигуна W6L34DF при 100% навантаженні [3]. Температура вихлопних газів перед турбонагнітачем варіює в діапазоні 396–551 °С, середнє значення – близько 508 °С; характерна нерівномірність між циліндрами сягає 155 °С (різниця осереднених за циклом температур вихлопних газів на виході з окремих циліндрів згідно з даними стендових випробувань [3]), що є причиною нерівномірного теплового впливу на конструкцію.

Такий режим з максимальною міжциліндровою нерівномірністю обрано цілеспрямовано як консервативний сценарій навантаження: він відповідає реально зафіксованому стендовим даним виробника [3] і забезпечує оцінку напружено-деформованого стану соплового кільця за найбільш термічно несприятливих умов, що є стандартною практикою при розрахунку на міцність відповідних елементів енергетичних установок.

Масовий потік вихлопних газів для 6L34DF у газовому режимі становить $\dot{m} = 4,58$ кг/с; тиск наддувного повітря – 3,35 бар; частота обертання турбонагнітача – 26 718 об/хв [2]. Статичний тиск на вихідній межі встановлено $P = 1,2 \cdot 10^5$ Па.

Характерне значення числа Рейнольдса становить $Re \approx 1,2 \cdot 10^6$, що відповідає повністю турбулентному режиму течії.

Для моделювання теплообміну склад вихлопних газів дизеля у режимі переважної роботи на метані приведено до еквівалентної моделі CO₂ з метою збереження основних теплофізичних властивостей (з певним спрощенням).

Обґрунтування вибору триатомного газу. Для моделювання потоку вихлопних газів двигуна використано еквівалентну модель на основі CO₂. Вибір обумовлений тим, що CO₂ є одним із основних триатомних компонентів вихлопних газів поряд із H₂O та характеризується теплофізичними властивостями, близькими до властивостей реальної газової суміші за досліджуваних температур. Незважаючи на те, що найбільшу масову частку у складі вихлопних газів становить N₂, саме CO₂ було обрано як розрахунковий газ для забезпечення збереження ключових теплофізичних характеристик середовища, зокрема теплопровідності, динамічної в'язкості та питомої теплоємності, які визначають інтенсивність конвективного теплообміну у проточній частині. За температур вихлопних газів 500–630 °С домінуючим механізмом теплопередачі є конвекція, тоді як внесок радіаційного теплообміну є незначним і в даному дослідженні не враховувався. Проведений аналіз показує, що вплив вибору конкретного газу-еквівалента на результати розрахунку є несуттєвим у межах поставленої задачі. Разом із тим заміна реального багатокомпонентного складу вихлопних газів еквівалентною моделлю на основі CO₂ розглядається як припущення дослідження і потребує подальшої експериментальної верифікації.

CFD-розрахунок виконано у стаціонарній постановці із використанням турбулентної моделі $k-\omega$ SST. На вході задано масову витрату (mass flow inlet), на виході – статичний тиск (pressure outlet). Граничні умови на стінках прийняті як adiabatic no-slip.

Параметри матеріалу соплового кільця – жароміцний нікелевий сплав: модуль Юнга $E = 2,05 \cdot 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,28$; густина $\rho = 8150$ кг/м³; коефіцієнт теплового

розширення $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$; питома теплоємність $c_p = 435 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$; теплопровідність $\kappa = 12 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$. Модель поведінки матеріалу – лінійно-пружна ізотропна.

Встановлені граничні умови реалізуються в рамках відповідного математичного апарату, що описує фізичні процеси у проточній частині соплового кільця. Для коректного відтворення взаємодії газодинамічних та термомеханічних явищ використовується система диференціальних рівнянь збереження, викладена нижче.

Математична модель. Газодинамічні процеси у проточній частині турбонагнітача описуються системою рівнянь збереження маси та імпульсу [10]. Рівняння нерозривності:

$$\nabla \cdot u = 0.$$

Рівняння імпульсу (Нав'є–Стокса):

$$\rho \cdot (\partial u / \partial t + (u \cdot \nabla) \cdot u) = -\nabla p + \mu \cdot \nabla^2 \cdot u + f,$$

де u – вектор швидкості; p – тиск; t – час; ρ – густина; μ – динамічна в'язкість; f – вектор об'ємних сил; ∇ – оператор набла.

Граничні умови теплообміну на поверхні лопатки задаються законом конвективної тепловіддачі (закон Ньютона–Ріхмана):

$$q = h \cdot (T_{\text{газу}} - T_{\text{стінки}})$$

де q – щільність теплового потоку на поверхні, Вт/м^2 ; h – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$; $T_{\text{газу}}$ – температура газового потоку; $T_{\text{стінки}}$ – температура поверхні стінки. Значення коефіцієнта тепловіддачі визначається з CFD-розрахунку та передається як граничні умови до термомеханічної моделі.

Статичний структурний аналіз виконується на основі рівняння рівноваги твердого тіла:

$$\nabla \cdot \sigma + b = 0,$$

де σ – тензор напружень; b – вектор об'ємних сил.

Для лінійно-пружного матеріалу використовується закон Гука:

$$\sigma = C : \varepsilon,$$

де σ – тензор напружень; C – тензор пружних констант (тензор жорсткості); ε – тензор деформацій.

Теплові деформації враховуються як:

$$\varepsilon_{th} = \alpha \cdot \Delta T \cdot I$$

де ε_{th} – тензор теплових деформацій; α – коефіцієнт теплового розширення; ΔT – приріст температури; I – одиничний тензор.

Оскільки температури вихлопних газів досягають 550–630 °С, структурний аналіз доповнено термомеханічним [16]. Теплові процеси описуються рівнянням теплопровідності:

$$\rho \cdot c_p \cdot (\partial T / \partial t) - \nabla \cdot (k \cdot \nabla \cdot T) = Q$$

де ρ – густина; c_p – питома теплоємність при постійному тиску; T – температура; t – час; k – коефіцієнт теплопровідності; Q – об'ємна потужність теплового джерела; ∇ – оператор набла.

Наведена система рівнянь є теоретичною основою для проведення чисельного експерименту, однак її практична реалізація потребує спеціалізованого програмного середовища та коректно побудованої розрахункової сітки. Точність дискретизації визначальних рівнянь, якість апроксимації криволінійних поверхонь лопаток і достатня щільність сітки у зонах очікуваних концентрацій напружень є ключовими факторами, що забезпечують відповідність чисельного розв'язку реальним фізичним процесам. З огляду на це, вибір програмних засобів та параметрів розрахункової сітки здійснювався цілеспрямовано – з урахуванням специфіки досліджуваної геометрії та характеру термомеханічних навантажень.

Програмне забезпечення та розрахункова сітка. Тривимірна геометрична модель соплового кільця та кутового патрубку розроблена в середовищі AutoCAD на основі натурних вимірів досліджуваного елемента. Чисельне моделювання виконувалось на хмарній САЕ-платформі SimScale з використанням розв'язувачів OpenFOAM (CFD) та Code Aster (FEA), що дозволяє проводити серійні ітераційні симуляції без необхідності у локальних обчислювальних серверах [16]. Розрахункова сітка – гібридна шестигранно-домінантна з базовим розміром комірки 3 мм, загальна кількість елементів – 621 386. Вибір параметрів сітки ґрунтується на компромісі між точністю обчислення градієнтів тиску й температури та доступними обчислювальними ресурсами, з обов'язковим аналізом збіжності (дослідження конвергенції сітки) у зонах криволінійних каналів і кромek лопаток.

Валідація чисельної моделі виконувалась шляхом порівняння отриманих результатів з даними, наведеними у [16, 17], що показало узгодженість у межах 5–10% для ключових параметрів напруженого стану.

Результати валідації чисельної моделі наведено в табл. 1. Порівняння з літературними даними [16] показує, що відхилення ключових параметрів не перевищує 5%, що підтверджує адекватність обраної моделі та граничних умов.

Таблиця 1 – Порівняння результатів моделювання з літературними даними

<i>Параметр</i>	<i>Present study</i>	<i>Reference [16]</i>	<i>Deviation, %</i>
Максимальні напруження (Фон Мізес), МПа	342	360	5,0
Максимальна температура, °С	612	590	3,7

Середнє відхилення становить 4,35%, що знаходиться в межах допустимих похибок CFD-моделювання для турбулентних течій.

Описаний комплекс програмних засобів і параметрів розрахункової сітки забезпечив необхідну підготовку до проведення чисельного експерименту. Отримані результати моделювання розглядаються послідовно: спочатку аналізуються газодинамічні характеристики течії у проточній частині соплового кільця, що є основою для подальшого термомеханічного аналізу.

Результати. Газодинамічний аналіз – поля швидкостей. Візуалізація результатів CFD-розрахунку базової конструкції виявила характерний розподіл швидкостей у проточній частині соплового кільця (рис. 1). Перед входом у лопатки газу мають низьку швидкість і підвищений статичний тиск; у звуженні між лопатками відбувається різке прискорення потоку – формується реактивний струмінь, що перетворює потенційну енергію тиску на кінетичну. Максимальні швидкості спостерігаються на виході з міжлопаткового каналу і відповідають зонам зеленого, жовтого та червоного кольорів на кольоровій карті. Нерівномірність поля швидкостей є закономірним наслідком геометрії профілю лопатки: різна кривизна, змінний радіус і локальні «горла» каналу формують неоднакові швидкісні поля вздовж висоти профілю.

У внутрішніх кутових зонах лопатки зафіксовано локальні рециркуляції та вихрові структури, що відображаються як повільні зони на візуалізації. Їх наявність зумовлена різкою зміною форми каналу та неідеальним кутом входу потоку. Такі зони відриву підвищують аеродинамічні втрати, збільшують турбулентність і сприяють нерівномірному тепловому навантаженню на поверхню матеріалу.

Максимальні швидкості газового потоку на виході з міжлопаткового каналу складають ~300 м/с, що відповідає типовим значенням для соплових апаратів суднових турбонагнітачів [12, 13].

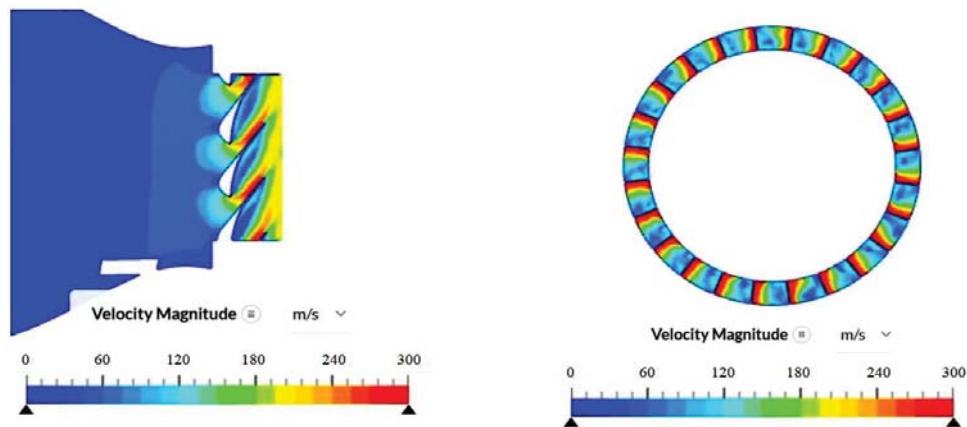


Рисунок 1 – Розподіл швидкостей потоку у міжлопаткових каналах соплового кільця (ліворуч – поздовжній переріз, праворуч – фронтальна площина)

Отримана картина полів швидкостей є необхідною передумовою для інтерпретації розподілу статичного тиску: відповідно до рівняння Бернуллі, зони максимального прискорення потоку відповідають локальним мінімумам статичного тиску, тоді як уповільнення течії у вхідній частині каналу супроводжується його підвищенням. Таким чином, нерівномірність поля швидкостей, зафіксована у підрозділі 3.1, закономірно проявляється у характерному розподілі тиску вздовж профілю лопатки – що і є предметом наступного етапу аналізу.

Розподіл статичного тиску. Аналіз поля тиску виявив різкий перепад між вхідною (лівою) частиною каналу, де тиск є максимальним, та вихідною (правою) зоною, що відповідає заданому статичному тиску на виході. Значення статичного тиску на передній кромці лопатки суттєво перевищує тиск на задній кромці, що створює згинальний момент і підвищені напруження у кореневій зоні профілю (рис. 2).

Значення тиску на рис. 2 представлені в абсолютній шкалі відповідно до граничних умов моделювання. Статичний тиск на вихідній межі встановлено $P_{\text{вих}} = 1,2 \cdot 10^5$ Па (абсолютний), що відповідає умовам після соплового апарату з урахуванням витрат у випускному тракті. Перепад тиску між входом і виходом із міжлопаткового каналу формує прискорення газового потоку та є рушійною силою для турбінного ступеня. Характерний перепад статичного тиску між передньою та задньою кромками лопатки становить за результатами CFD-розрахунку порядку 150–190 кПа, що є фізично обґрунтованим для соплового апарату турбонагнітач при заданому тиску наддуву 3,35 бар.

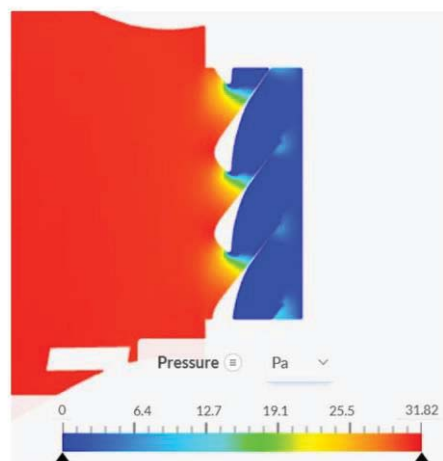


Рисунок 2 – Розподіл статичного тиску на поверхнях лопаток соплового кільця (абсолютний тиск, Па)

Встановлений розподіл статичного тиску слугує вхідними даними для оцінки механічної відповіді конструкції: перепад тиску між передньою та задньою кромками лопатки формує згинальний момент, величина якого визначає рівень статичних напружень у несучих елементах соплового кільця.

Статичний аналіз напружень базової конструкції. За результатами CFD-розрахунку виконано аналіз статичних навантажень, що діють на елементи соплового кільця. Отримані дані свідчать, що навантаження не перевищують допустимих меж для матеріалу конструкції. Профіль лопаток не зазнає критичного згинального моменту від перепаду тисків, а максимальні напруження залишаються нижчими за межу текучості та помітно нижчими за граничні значення термовтоми сплаву (рис. 3).

Для оцінки працездатності конструкції використано критерій еквівалентних напружень за Мізесом. Максимальні еквівалентні напруження становлять $\sigma_{\max} = 342$ МПа, що становить близько 57% від межі текучості матеріалу ($\sigma_y \approx 600$ МПа для жароміцного нікелевого сплаву при робочих температурах), що підтверджує наявність достатнього запасу міцності та відсутність ризику пластичної деформації в умовах експлуатації.

Отримане співвідношення $\sigma_{\max}/\sigma_y < 0,6$ відповідає допустимим критеріям міцності для елементів, що працюють в умовах термоциклічного навантаження.

На рис. 3 представлено розподіл повних переміщень соплового кільця під дією статичних навантажень від перепаду тиску між входом і виходом міжлопаткового каналу. Максимальне переміщення зафіксовано на вихідних кромках лопаток і становить $u_{\max} = 0,01\text{--}0,15$ мм, що є незначним за характерними розмірами елемента. Розподіл переміщень є рівномірним, без локальних концентрацій, які могли б свідчити про потенційні осередки зародження тріщин у режимі статичного навантаження.

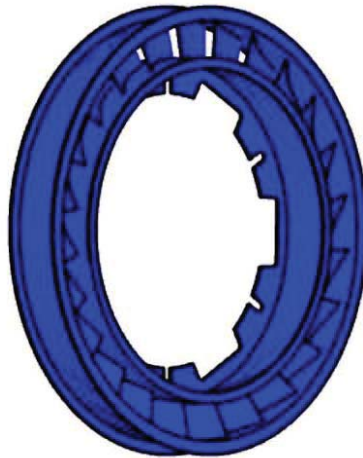


Рисунок 3 – Розподіл повних переміщень соплового кільця під статичними навантаженнями від перепаду тиску (максимальне переміщення $u_{\max} = 0,01\text{--}0,15$ мм)

Попри те, що статичний аналіз не виявив критичних напружень за умов нормального навантаження, він враховує лише механічну складову силового впливу на конструкцію. У реальних умовах експлуатації соплове кільце одночасно зазнає інтенсивного теплового впливу вихлопних газів, що суттєво змінює напружено-деформований стан елемента порівняно з ізотермічним випадком.

Термомеханічний аналіз. Термомеханічний аналіз виконувався відповідно до методики, описаної у [16], із застосуванням реалістичних температурних сценаріїв зі змінним тепловим навантаженням у часі. Значення теплового потоку на внутрішній поверхні соплового кільця змінювалися відповідно до реального термічного режиму: від $225 \cdot 10^3$ Вт/м² у стабільному стані до максимального $q_{\max} = 312 \cdot 10^3$ Вт/м² у момент різкого підвищення навантаження двигуна. Температурні цикли та швидкість нагріву/охолодження прийнято згідно з [16]. Зведені параметри граничних умов та матеріалу моделювання наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Зведені параметри граничних умов та матеріалу моделювання

<i>Параметр</i>	<i>Значення</i>	<i>Джерело</i>
Масова витрата газів \dot{m}	4,58 кг/с	[2]
Температура газів (середня)	508 °C	[3]
Тиск на виході	$1,2 \cdot 10^5$ Па	[3]
Кількість елементів сітки	621386	–
Модуль Юнга матеріалу E	$2,05 \cdot 10^{11}$ Па	[16]
Коефіцієнт Пуассона ν	0,28	[16]
Тепловий потік q_{\max}	$3,12 \cdot 10^5$ Вт/м ²	[16]

Встановлено, що найбільш різкий температурний градієнт спостерігається на вихідній кромці лопатки соплового кільця (рис. 4). Зазначена зона є критичною з точки зору термовтоми: поєднання швидкого охолодження газовим потоком, пікової температури на вході та локальних змін швидкості зумовлює інтенсивні температурні градієнти. Практична статистика відмов підтверджує, що саме вихідна кромка найчастіше потерпає від мікротріщин, ерозійно-термічних пошкоджень та локальних деформацій [17].

Підвищені термомеханічні напруження зафіксовано також у місцях примикання лопаток до зовнішнього та внутрішнього кільцевих поясів, у вузьких кореневих областях переходу профілю в опорну частину, а також по периметру кріплення соплових сегментів до корпусу. Саме ці перехідні геометричні зони характеризуються різким перепадом жорсткості, що сприяє концентрації напружень. Характер розподілу напружень у симуляції повністю збігається з типовими місцями руйнування, зафіксованими в реальному експлуатаційному середовищі [16].

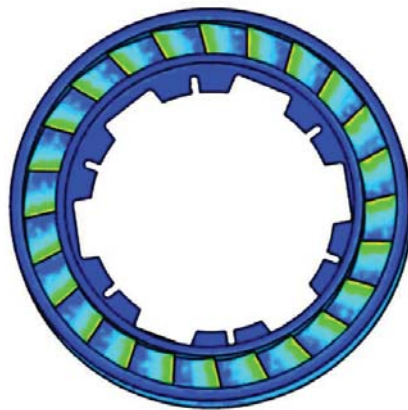


Рисунок 4 – Розподіл температурного градієнта на поверхні лопаток соплового кільця

Проведений термомеханічний аналіз дав змогу не лише кількісно оцінити рівень напружень у досліджуваному елементі, а й чітко локалізувати зони їх максимальної концентрації – перехід «лопатка–корінь», з'єднання «корпус–опора» та вихідні кромки лопаток. Саме ця просторова визначеність критичних зон є ключовою передумовою для розробки адресного конструктивного рішення: замість загального підсилення конструкції або зміни матеріалу, що потребувало б суттєвих технологічних і економічних витрат, стає можливим локальне вдосконалення геометрії елемента у виявлених осередках концентрації напружень. На цій основі запропоновано модернізовану конструкцію соплового кільця, ефективність якої перевірено повторними симуляціями.

Модернізована конструкція соплового кільця. На підставі виявлених закономірностей напружено-деформованого стану запропоновано конструктивні заходи зниження пікових концентрацій напружень у критичних зонах. Ключовим інженерним

рішенням є введення округлених геометричних переходів галтелів з раціонально підібраним радіусом у місцях «лопатка–корінь» та «корпус–опора». Така модифікація зменшує локальні градієнти жорсткості й рівномірно розподіляє напруження по більшій площі поперечного перерізу (рис. 5).

За результатами повторних симуляцій, пікові значення еквівалентних напружень (Фон Мізес) знизилися приблизно на 18–25% у критичних зонах, або зникли повністю, що підтверджує доцільність запропонованого рішення. Важливо, що зміна геометрії не потребує модифікації схеми кріплення елемента чи будь-яких інших компонентів турбоагнітача. Загальна аеродинамічна ефективність соплового каналу при цьому не погіршується, оскільки радіус галтели обрано з урахуванням аеродинамічних вимог до пропускної здатності каналу [19, 21].

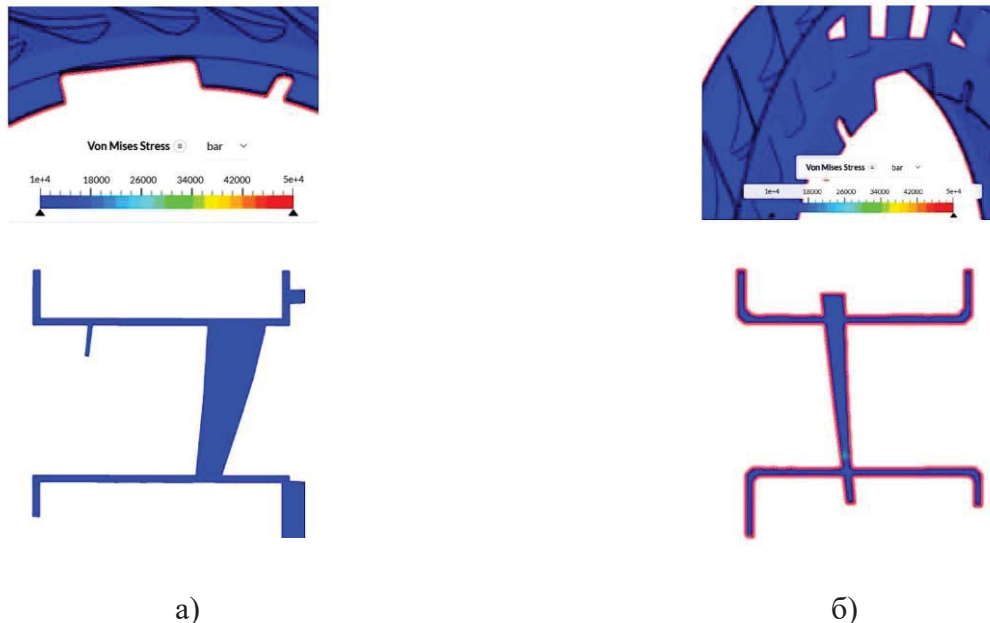


Рисунок 5 – Порівняння розподілу напружень (Фон Мізес):
а) оригінальна конструкція; б) модернізована конструкція з галтелями

Сукупність результатів, отриманих на всіх етапах чисельного моделювання – від газодинамічного аналізу полів швидкостей і тиску до статичного та термомеханічного аналізу напружено-деформованого стану і верифікації модернізованої конструкції – дозволяє перейти до комплексного обговорення виявлених закономірностей. Наступний розділ присвячений інтерпретації отриманих даних у зіставленні з результатами попередніх досліджень, оцінці фізичних механізмів руйнування соплового кільця, обґрунтуванню запропонованого конструктивного рішення, а також визначенню обмежень дослідження та перспективних напрямів його подальшого розвитку.

Обговорення. Отримані результати підтверджують, що основною причиною утворення тріщин у сопловому кільці є сукупна дія нерівномірного теплового поля та механічних навантажень від перепаду тиску. Нерівномірність температур між циліндрами, що досягає 155 °С, призводить до неоднорідного теплового розширення різних секторів кільця, внаслідок чого виникають радіальні та кільцеві напруження – передумова для розвитку радіальних і циркулярних тріщин [16, 20]. Це узгоджується з типовими дефектами, описаними у практиці технічного обслуговування двигунів типу DF.

Стационарна постановка CFD-задачі є свідомим спрощенням, прийнятим відповідно до мети дослідження – оцінки середньостатистичного напружено-деформованого стану, а не миттєвих пульсаційних ефектів. Нерівномірність температури між циліндрами (155 °С) враховується через задання осередненого теплового потоку на поверхні соплового кільця, що відповідає консервативному підходу при стаціонарному аналізі. Динамічні ефекти пульсації тиску і температури визначено як напрям подальших досліджень.

Тривале перебування матеріалу за температур 550–630 °C викликає явища високотемпературної повзучості та зниження межі плинності, що є характерним і для нікелевих суперсплавів при циклічних нагріваннях і охолодженнях [22]. Ерозійні пошкодження від твердих частинок золи, що містяться у вихлопних газах, додатково ініціюють зародження мікротріщин на вихідних кромках лопаток [17, 18]. У роботі [16] показано, що при навантаженні двигуна 85% пошкодження від втоми у зоні з'єднання лопатки з кільцем досягають граничного стану – що цілком узгоджується з виявленими в нашому дослідженні зонами максимальних напружень.

Запропоноване рішення – введення галтелів у перехідних зонах – підтримується широкою науково-технічною практикою. Зокрема, Vednar та Misiolek [21] показують, що поверхневе зміцнення та геометрична оптимізація ефективно підвищують опір зародженню втомних тріщин. Водночас для максимальної надійності доцільно розглянути додаткове застосування поверхневих зміцнювальних технологій (дробоструменеве або лазерне шокове зміцнення), що забезпечують формування стиснених залишкових напружень, а також використання гарячого ізостатичного пресування (HIP) при виготовленні нових елементів для підвищення однорідності мікроструктури матеріалу [22].

Обмеженнями дослідження є відсутність експериментальної верифікації на натурному об'єкті та спрощення складу вихлопних газів до еквівалентної моделі CO₂. Подальший розвиток роботи передбачає втомний аналіз методом stress-life, оцінку швидкості ерозії за допомогою CFD-моделювання траєкторій частинок золи, а також оцінку ефективності різних захисних покриттів.

Проведене обговорення підтверджує достовірність отриманих результатів та інженерну обґрунтованість запропонованого рішення. Узагальнення виявлених закономірностей і оцінка досягнутих ефектів дозволяють сформулювати основні висновки дослідження.

Висновки. Проведено комплексний аналіз умов роботи соплового кільця турбонагнітача Napier NT1-10 двопаливного суднового дизеля Wärtsilä W6L34DF методами обчислювальної гідрогазодинаміки та скінчених елементів. Встановлено, що зони максимальних термомеханічних напружень концентруються у місцях переходу «лопатка–корінь» та «корпус–опора», а також на вихідних кромках лопаток, які є основними осередками зародження втомних тріщин в умовах реальної експлуатації.

Запропоновано модернізовану конструкцію соплового кільця з введенням округлених переходів у критичних зонах. Повторні симуляції підтвердили суттєве зниження пікових концентрацій напружень без погіршення газодинамічних характеристик потоку та без змін у схемі кріплення елемента.

Застосований підхід – поєднання 3D-геометричного моделювання у AutoCAD, CFD-аналізу та термомеханічного аналізу у хмарній платформі SimScale – забезпечує комплексну оцінку ресурсу конструкції і може бути використаний для вдосконалення інших елементів судових енергетичних установок.

Подальші дослідження будуть спрямовані на експериментальну перевірку отриманих результатів та врахування багатокомпонентного складу вихлопних газів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Hristov D. Dual-Fuel Four-Stroke Lean-Burn Engine Supercharging System: Operational Features. *MTM – Marine Technology and Management* 2022. <https://stumejournals.com/journals/mtm/2022/8/263.full.pdf>.
2. Stoumpos S., Theotokatos G., Boulougouris E., Vassalos D., Lazakis I., Livanos G. Marine dual-fuel engine modelling and parametric investigation of engine settings effect on performance–emissions trade-offs. *Ocean Engineering* 2018. https://strathprints.strath.ac.uk/63557/1/Stoumpos_etal_OE_2018_Marine_dual_fuel_engine_modelling_and_parametric_investigation_of_engine_settings_effect.pdf.
3. Wärtsilä Corporation. Wärtsilä W6L34DF Dual-Fuel Engine – Product Guide / Technical Manual. Wärtsilä, Vaasa, Finland, 2019. <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-34df>.
4. Li H., Zhang X., Xu F. Experimental Investigation on Centrifugal Compressor Blade Crack Classification Using the Squared Envelope Spectrum. *Sensors* 2013. <https://doi.org/10.3390/s130912548>. <https://www.mdpi.com/1424-8220/13/9/12548>.
5. Lei Y. G., Lin J., He Z. J., Kong D. T. A method based on multisensor data fusion for fault detection of planetary gearboxes. *Sensors* 2012, 12, 2005–2017. https://www.researchgate.net/publication/221967648_A_Method_Based_on_MultiSensor_Data_Fusion_for_Fault_Detection_of_Planetary_Gearboxes.
6. Michalec G., Polanowski S., Łutowicz M. A Marine Engine Turbocharger as a Diagnostic Object. *Proceedings of the 10th Conference on Diagnostics of Operational Machines and Vehicles, Bydgoszcz–Borówno*, 1999. <https://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/395>.
7. Adamkiewicz A. An Analysis of Cause and Effect Relations in Diagnostic Relations of Marine Diesel Engine Turbochargers. *Scientific Journal of the Maritime University of Szczecin* 2012, 31(103), 5–13. <https://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/395>.
8. Adamkiewicz A., Michalec G. Problematyka eksploatacji turbosprężarek okrętowych tłokowych silników spalinowych. *Budownictwo Okrętowe i Gospodarka Morska* 2001, 4(501), 23–25.
9. Knežević V., Orović J., Stazić L., Čulin J. Fault Tree Analysis and Failure Diagnosis of Marine Diesel Engine Turbocharger System. *Journal of Marine Science and Engineering* 2020, 8(12), 1004. <https://doi.org/10.3390/jmse8121004>. <https://www.mdpi.com/2077-1312/8/12/1004>.
10. Anantharaman M., Islam R., Sardar A., Garaniya V., Khan F. Impact of Defective Turbocharging System on the Safety and Reliability of Large Marine Diesel Engine. *International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation* 2021, 15, 189–194. https://www.transnav.eu/Article_Impact_of_Defective_Turbocharging_Anantharaman,57,1109.html.
11. Lus T. Marine Diesel Engines Turbochargers Diagnostic Methods. *Applied Structural Health, Usage and Condition Monitoring* 2012, 3, 49–54. https://www.academia.edu/64517128/Marine_diesel_engines_turbochargers_diagnostic_methods.
12. Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., Kaminsky R., Drozdov A., Solovyeva O., Soldatova K. Design, Plant Test and CFD Calculation of a Turbocharger for a Low-Speed Engine. *Applied Sciences* 2020, 10, 8344. <https://doi.org/10.3390/app10228344>.
13. Hoffren J., Talonpoika T., Larjola J., Siikonen T. Numerical Simulation of Real-Gas Flow in a Supersonic Turbine Nozzle Ring. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2002, 124, 395–403.
14. Choi I., Kim H. K., Yoo B. W. An Analytical Study on the Turbocharger-Engine Matching of the Marine Four-Stroke Diesel Engine. *Proceedings of the Korean Society of Marine Engineering Fall Conference, Busan, Korea*, 2005.
15. Witek L., Stachowicz F. Modal Analysis of the Turbine Blade at Complex Thermomechanical Loads. *Strength of Materials* 2016, 48, 474–480. <https://scispace.com/pdf/modal-analysis-of-the-turbine-blade-at-complex-33djh8isku.pdf>.

16. Jeon W. S., Jeong H. Structural Safety Assessment Based on Stress-Life Fatigue Analysis for T/C Nozzle Ring Blade. *Journal of Marine Science and Engineering* 2025, 13(6), 1174. <https://www.mdpi.com/2077-1312/13/6/1174>.
17. Jeon W. S., Park I. C. Fatigue Analysis and Solid Particle Erosion Behavior of Nozzle Ring for Marine Turbocharger. *Journal of Marine Science and Engineering* 2025, 13(7), 1230. https://www.researchgate.net/publication/393084119_Fatigue_Analysis_and_Solid_Particle_Erosion_Behavior_of_Nozzle_Ring_for_Marine_Turbocharger.
18. Park I. C., Han M. S. Solid Particle Erosion Behavior of Inconel 625 Thermal Spray Coating Layers. *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Safety* 2021, 27, 521–528. <https://koreascience.kr/article/JAKO202120941785310.page>.
19. Liu C., He S., Zhang S., Rüdell U. Research on the Influence of Turbine Blade Fillet Geometry by Strength and Modal Analysis. *Proceedings of GPPS Montreal*, 2018. <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/02/GPPS-NA-2018-0111.pdf>.
20. Ryzhkov S. S. Separation Gradient Aerosol Technologies in Power Plants. Admiral Makarov National University of Shipbuilding: Mykolaiv, Ukraine, 2017. <http://onma.edu.ua/wp-content/uploads/2016/09/Doktorskaya-Dyssertatsyya-Ryzhkov-dlya-sajta.pdf>.
21. Bednarz A., Misiołek W. Z. Assessment of the Impact of Shot-Peening on the Fatigue Life of a Compressor Blade Subjected to Resonance Vibrations. *Materials* 2020, 13(24), 5726. <https://doi.org/10.3390/ma13245726>. <https://www.mdpi.com/1996-1944/13/24/5726>.
22. Zheng X.-G., et al. Healing Process of Casting Pores in a Ni-based Superalloy by Hot Isostatic Pressing. *Journal of Materials Science & Technology* 2015. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1005030215001097>.

REFERENCES

1. Hristov, D. (2022). Dual-Fuel Four-Stroke Lean-Burn Engine Supercharging System: Operational Features. *MTM – Marine Technology and Management*. <https://stumejournals.com/journals/mtm/2022/8/263.full.pdf>.
2. Stoumpos, S., Theotokatos, G., Boulougouris, E., Vassalos, D., Lazakis, I., Livanos, G. (2018). Marine dual-fuel engine modelling and parametric investigation of engine settings effect on performance–emissions trade-offs. *Ocean Engineering*. https://strathprints.strath.ac.uk/63557/1/Stoumpos_etal_OE_2018_Marine_dual_fuel_engine_modelling_and_parametric_investigation_of_engine_settings_effect.pdf.
3. Wärtsilä Corporation (2019). Wärtsilä W6L34DF Dual-Fuel Engine – Product Guide / Technical Manual. Wärtsilä, Vaasa, Finland. <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-34df>.
4. Li, H., Zhang, X., Xu, F. (2013). Experimental Investigation on Centrifugal Compressor Blade Crack Classification Using the Squared Envelope Spectrum. *Sensors*. <https://doi.org/10.3390/s130912548>. <https://www.mdpi.com/1424-8220/13/9/12548>.
5. Lei, Y. G., Lin, J., He, Z. J., Kong, D. T. (2012). A method based on multisensor data fusion for fault detection of planetary gearboxes. *Sensors*, 12, 2005–2017. https://www.researchgate.net/publication/221967648_A_Method_Based_on_Multi-Sensor_Data_Fusion_for_Fault_Detection_of_Planetary_Gearboxes.
6. Michalec, G., Polanowski, S., Łutowicz, M. (1999). A Marine Engine Turbocharger as a Diagnostic Object. *Proceedings of the 10th Conference on Diagnostics of Operational Machines and Vehicles, Bydgoszcz–Borówno*. <https://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/395>.
7. Adamkiewicz, A. (2012). An Analysis of Cause and Effect Relations in Diagnostic Relations of Marine Diesel Engine Turbochargers. *Scientific Journal of the Maritime University of Szczecin*, 31(103), 5–13. <https://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/395>.

8. Adamkiewicz, A., Michalec, G. (2001). Problematyka eksploatacji turbosprężarek okrętowych tłokowych silników spalinowych. *Budownictwo Okrętowe i Gospodarka Morska*, 4(501), 23–25.

9. Knežević, V., Orović, J., Stazić, L., Čulin, J. (2020). Fault Tree Analysis and Failure Diagnosis of Marine Diesel Engine Turbocharger System. *Journal of Marine Science and Engineering* 2020, 8(12), 1004. <https://doi.org/10.3390/jmse8121004>. <https://www.mdpi.com/2077-1312/8/12/1004>.

10. Anantharaman, M., Islam, R., Sardar, A., Garaniya, V., Khan, F. (2021). Impact of Defective Turbocharging System on the Safety and Reliability of Large Marine Diesel Engine. *International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, 15, 189–194. https://www.transnav.eu/Article_Impact_of_Defective_Turbocharging_Anantharaman,57,1109.html.

11. Lus, T. (2012). Marine Diesel Engines Turbochargers Diagnostic Methods. *Applied Structural Health, Usage and Condition Monitoring*, 3, 49–54. https://www.academia.edu/64517128/Marine_diesel_engines_turbochargers_diagnostic_methods.

12. Borovkov, A., Voinov, I., Galerkin, Y., Kaminsky, R., Drozdov, A., Solovyeva, O., Soldatova, K. (2020). Design, Plant Test and CFD Calculation of a Turbocharger for a Low-Speed Engine. *Applied Sciences* 2020, 10, 8344. <https://doi.org/10.3390/app10228344>.

13. Hoffren, J., Talonpoika, T., Larjola, J., Siikonen, T. (2002). Numerical Simulation of Real-Gas Flow in a Supersonic Turbine Nozzle Ring. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124, 395–403.

14. Choi, I., Kim, H. K., Yoo, B. W. (2005). An Analytical Study on the Turbocharger-Engine Matching of the Marine Four-Stroke Diesel Engine. *Proceedings of the Korean Society of Marine Engineering Fall Conference, Busan, Korea*.

15. Witek, L., Stachowicz, F. (2016). Modal Analysis of the Turbine Blade at Complex Thermomechanical Loads. *Strength of Materials*, 48, 474–480. <https://scispace.com/pdf/modal-analysis-of-the-turbine-blade-at-complex-33djh8isku.pdf>.

16. Jeon, W. S., Jeong, H. (2025). Structural Safety Assessment Based on Stress-Life Fatigue Analysis for T/C Nozzle Ring Blade. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(6), 1174. <https://www.mdpi.com/2077-1312/13/6/1174>.

17. Jeon, W. S., Park, I. C. (2025). Fatigue Analysis and Solid Particle Erosion Behavior of Nozzle Ring for Marine Turbocharger. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(7), 1230. https://www.researchgate.net/publication/393084119_Fatigue_Analysis_and_Solid_Particle_Erosion_Behavior_of_Nozzle_Ring_for_Marine_Turbocharger.

18. Park, I. C., Han, M. S. (2021). Solid Particle Erosion Behavior of Inconel 625 Thermal Spray Coating Layers. *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Safety*, 27, 521–528. <https://koreascience.kr/article/JAKO202120941785310.page>.

19. Liu, C., He, S., Zhang, S., Rüdell, U. (2018). Research on the Influence of Turbine Blade Fillet Geometry by Strength and Modal Analysis. *Proceedings of GPPS Montreal*. <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/02/GPPS-NA-2018-0111.pdf>.

20. Ryzhkov, S. S. (2017). Separation Gradient Aerosol Technologies in Power Plants. *Admiral Makarov National University of Shipbuilding: Mykolaiv, Ukraine*. <http://onma.edu.ua/wp-content/uploads/2016/09/Doktorskaya-DySSERTatsyya-Ryzhkov-dlya-sajta.pdf>.

21. Bednarz, A., Misiołek, W. Z. (2020). Assessment of the Impact of Shot-Peening on the Fatigue Life of a Compressor Blade Subjected to Resonance Vibrations. *Materials*, 13(24), 5726. <https://doi.org/10.3390/ma13245726>. <https://www.mdpi.com/1996-1944/13/24/5726>.

22. Zheng, X.-G., et al. (2015). Healing Process of Casting Pores in a Ni-based Superalloy by Hot Isostatic Pressing. *Journal of Materials Science & Technology*. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1005030215001097>.

Balovniev A. I., Vrublevskiy R. Ye., Levinskyi M. V., Nikolskyi M. V., Nikolskyi V. V., Slobodianiuk M. V. IMPROVING THE RELIABILITY OF A DUAL-FUEL MARINE DIESEL ENGINE TURBOCHARGER NOZZLE RING BASED ON THERMOMECHANICAL AND GAS-DYNAMIC MODELING

The article focuses on improving the reliability of the Napier NT1-10 turbocharger nozzle ring used in the Wärtsilä W6L34DF dual-fuel marine diesel engine as part of a gas carrier's power plant. The relevance of this study is driven by the widespread adoption of medium-speed dual-fuel (DF) engines on liquefied gas carriers, as well as the high failure rate of turbocharger nozzle rings caused by thermomechanical loading and solid particle erosion. The methodological framework of the study comprises three-dimensional geometric modeling within the AutoCAD environment and numerical simulation using the cloud-based CAE platform SimScale: CFD analysis (OpenFOAM) to evaluate gas-dynamic processes in the flow passage, and finite element analysis (Code_Aster) to analyze static and thermomechanical stresses. The simulation results revealed that the zones of maximum stress are concentrated in the blade-to-root and casing-to-support transition areas. Based on the identified patterns, a modernized design is proposed: rounded geometric transitions (fillets) are introduced in the critical zones, which significantly reduces peak thermomechanical stress concentrations and lowers the risk of fatigue crack initiation without altering the gas-dynamic flow characteristics or the component's mounting arrangement. Conclusions: A modernized nozzle ring design featuring rounded transitions in critical zones is proposed. Re-simulation confirmed a substantial reduction in peak stress concentrations with no degradation of gas-dynamic flow characteristics and no modifications to the component's mounting arrangement. The applied approach — combining 3D geometric modeling in AutoCAD, CFD analysis, and thermomechanical analysis within the cloud-based SimScale platform — provides a comprehensive structural life assessment and can be utilized to improve other components of marine power plants.

Key words: dual-fuel engine; turbocharging; reliability; nozzle ring; computational fluid dynamics; CFD simulation; SimScale; Wärtsilä W6L34DF.

© Баловнєв А. І., Врублевський Р. Є., Левінський М. В., Нікольський М. В.,
Нікольський В. В., Слободянюк М. В.

Статтю прийнято до редакції 18.05.2026