

УДК 534.1(045)

М.С. КУЛИК, Т.В. ДОНИК

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО І ГРАНИЧНОГО СТАНУ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ
ТУРБІНИ ВІД ДІЇ ГАЗОВИХ ТА ІНЕРЦІЙНИХ СИЛ

Приведено дослідження напруженого і граничного стану робочої лопатки турбіни при сумісній дії газових та інерційних сил. Лопатка розглядається як трьохвимірне тіло. Приведені напруження, які виникають в лопатці. Досліджено вплив тріщини на напружений стан. Виявлено, що при наявності тріщини поблизу вершини відбувається різка концентрація напружень. Також проведено дослідження граничного стану лопатки. В результаті чого було визначено критичну довжину тріщини при якій відбувається миттєвий відрив лопатки.

Ключові слова: лопатка турбіни, напружений та граничний стан, пошкодження, тріщина.

Вступ

Робочі лопатки турбіни є найвідповідальнішими деталями авіаційного двигуна, на які діють різноманітні навантаження, що з часом приводить до появи їх пошкоджень. Робоча лопатка турбіни знаходиться у складному напруженому стані, в ній виникають розтягання, згинання, термічні напруження, згинальні та колові коливання.

У зв'язку з цим вивчення задачі про визначення напруженого стану робочої лопатки турбіни від сумісної дії газових та інерційних сил, не зважаючи на всі проведені на сьогодні дослідження, зостається не вирішеною до кінця. В першу чергу це пов'язано з тим, що в багатьох випадках не можливо провести весь комплекс випробувань із-за їх великого об'єму та вартості. Одним із напрямків рішення цієї проблеми є застосування комп'ютерного моделювання, зокрема методом скінченних елементів (МСЕ).

Постановка проблеми

В більшості випадків робоча лопатка турбіни розглядається зі змінним поперечним перерізом. Розміри перерізу змінюються як по довжині, так і по товщині лопатки. Будемо розглядати лопатки, які виконані з жароміцного хромонікелевого сплаву.

Досі лопатку розглядали як стрижень сталого або змінного поперечного перерізу [1]. Однак такий підхід є наближеним. Більш точно розглядати лопатку як пружне тривимірне тіло. В табл. 1 приведені геометричні розміри кореневого, середнього та периферійного поперечних перерізів робочої лопатки.

Газодинамічні сили створюють розподілені навантаження q_x і q_y (рис. 1).

Ці параметри можна розрахувати знаючи зміни

вздовж лопатки швидкості і тиску робочого тіла. Формули для визначення інтенсивності розподільного навантаження q_x і q_y мають такий вигляд [1]:

$$q_x = \frac{\pi(D+d)[\rho C_{1a}(C_{1a} - C_{2a}) + p_1 - p_2]}{2z};$$

$$q_y = \frac{\pi(D+d)\rho C_{1a}(C_{1u} - C_{2u})}{2z}, \quad (1)$$

де D – зовнішній діаметр лопатки;

d – внутрішній діаметр лопатки;

ρ – густина потоку;

C_{1a} – абсолютна швидкість на вході в робоче колесо (РК);

C_{2a} – абсолютна швидкість на виході з РК;

p_1 – тиск на вході в РК;

p_2 – тиск на виході з РК;

C_{1u} – закрутка на вході в РК;

C_{2u} – закрутка на виході з РК;

z – кількість лопаток на диску.

Таблиця 1

Геометричні дані лопатки

Параметри	Переріз		
	Втулковий	Середній	Периферійний
Ширина, мм	49,20	43,70	38,80
Товщина, мм	7,41	6,67	6,07
Площа, мм ²	431,85	286,35	230,63

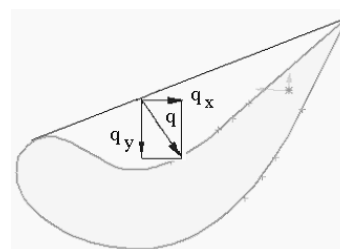


Рис. 1. Схема дії газодинамічного навантаження на профіль лопатки

Газодинамічні сили зумовлені різницею тисків у різних точках поверхні профілю, згинають і закручують лопатку. Сили тиску робочого тіла розподілені по всій поверхні профільної частини і перпендикулярно до неї. Повна інтенсивність газодинамічного навантаження

$$q = \sqrt{q_x^2 + q_y^2} \quad (2)$$

Тиск на одиницю поверхні лопатки можна знайти за формулою

$$p = \frac{q}{b}, \quad (3)$$

де b – ширина робочої лопатки.

Вирішення проблеми

При рівномірному обертанні матеріальної точки кутова швидкість залишається незмінною. В даному випадку дотичне прискорення $w_t = 0$, а нормальне прискорення $w_n = \omega^2 r$, де ω – кутова швидкість, $1/c$; r – відстань точки від осі обертання.

Повна відцентрова сила, яка розтягає переріз лопатки z знаходиться за формулою [1]

$$P_N = \rho \omega^2 \int_z^{r_2} A(z_1) z_1 dz_1, \quad (4)$$

де ρ – щільність матеріалу лопатки;

z – відстань від осі обертання до перерізу, в якому визначається сила інерції;

r_2 – зовнішній радіус лопатки;

$A(z_1)$ – площа перерізу лопатки на відстані z_1 від осі обертання.

Повна відцентрова сила P_N , яка визначається формулою (4), визначалася МСЕ. Розрахунок напруженого стану лопатки турбіни від дії відцентрових сил виконаний у роботі [4].

Використовуючи значення тиску p та враховуючи відцентрові сили, вирішуємо задачу визначення напружень у лопатці МСЕ.

На кожному перерізі розглядаємо напруження в точках, які показані на рис. 2.

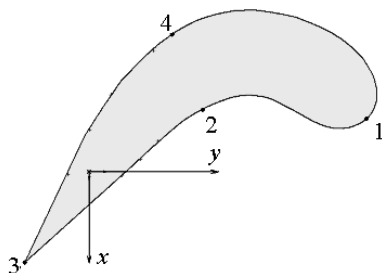


Рис. 2. Переріз лопатки з розглянутими точками

На рис. 3 – 7 приведено розподіл напружень (еквівалентні напруження за четвертою теорією мі-

цності, σ_z , σ_x , σ_y , τ_{xz}), з яких видно, що найбільші напруження виникають у втулковому перерізі.

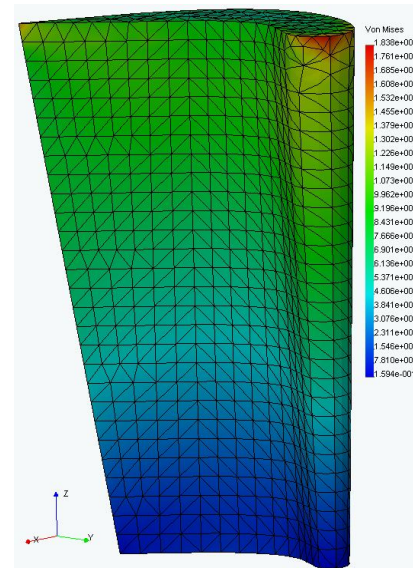


Рис. 3. Еквівалентні напруження за четвертою теорією, МПа

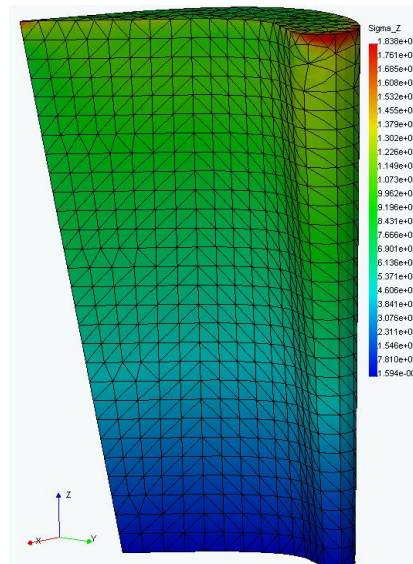


Рис. 4. Нормальні напруження σ_z , МПа

На рис. 8 та 9 показана зміна еквівалентних напружень в товщині лопатки (для внутрішньої і зовнішньої сторін) для поперечних перерізів лопатки. Криві 1, 2, 3 та 4 відповідають перерізам, які розташовуються на висоті 22,25 мм, 44,5 мм, 66,75 мм і 89 мм відповідно від периферійного перерізу.

Також були отримані епюри напружень. На рис. 10 зображені епюри еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності для кожної точки на всій довжині лопатки, де 1 – епюра для точки 1 по довжині; 2 – епюра для точки 3 по довжині; 3 – епюра для точки 2 по довжині; 4 – епюра для точки 4 по довжині.

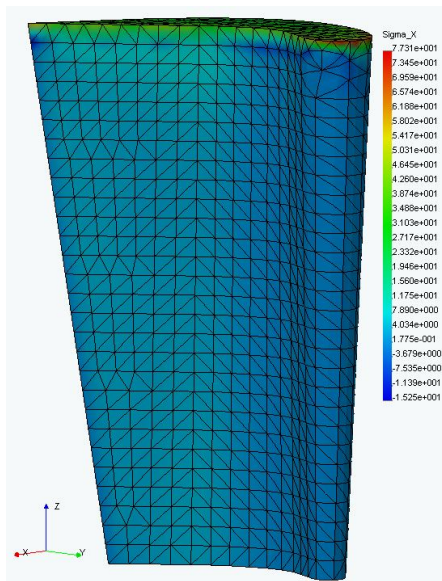


Рис. 5. Нормальні напруження σ_x , МПа

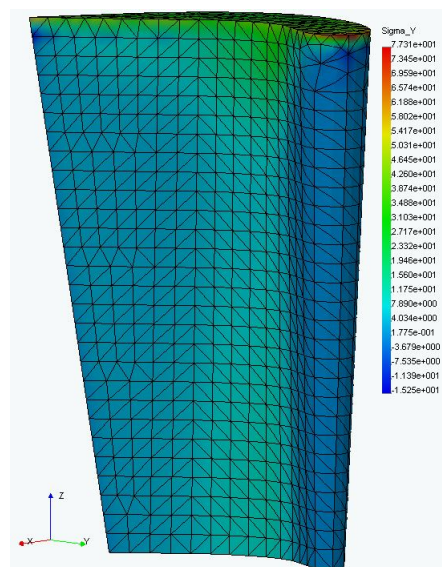


Рис. 6. Нормальні напруження σ_y , МПа

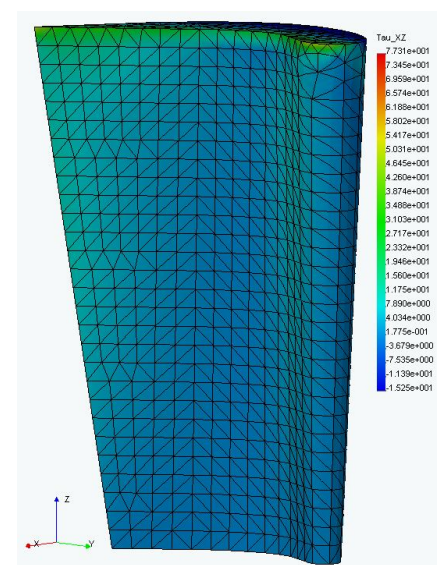


Рис. 7. Дотичні напруження τ_{xz} , МПа

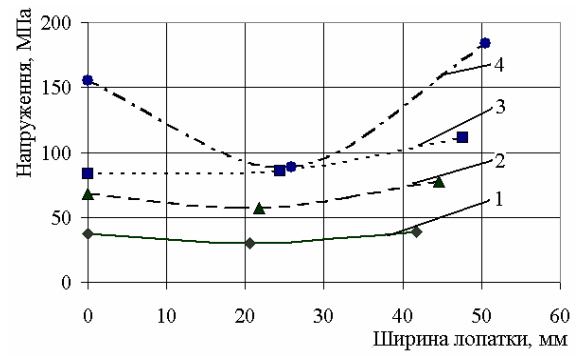


Рис. 8. Напруження для внутрішньої сторони лопатки

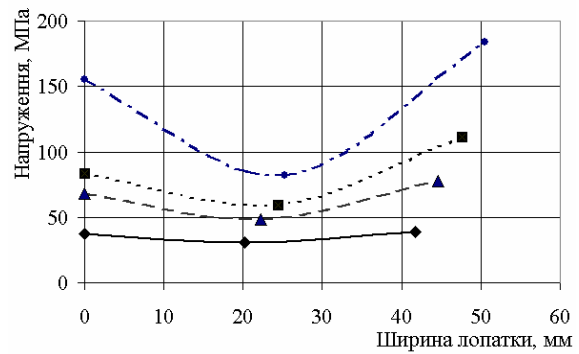


Рис. 9. Напруження для зовнішньої сторони лопатки

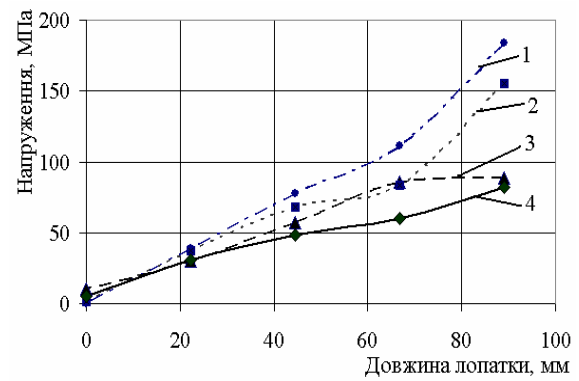


Рис. 10. Напруження по довжині лопатки для кожної точки

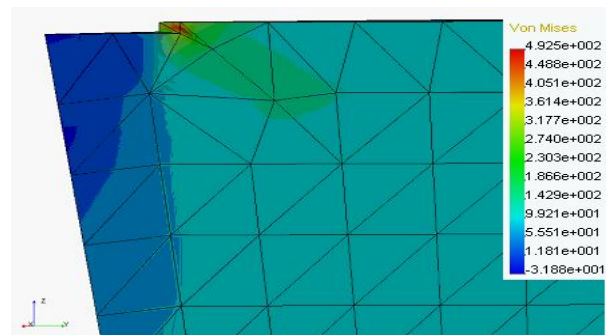


Рис. 11. Розподіл еквівалентних напружень в лопатці з тріщиною

У результаті досліджень були також проаналізовані поля напружень, які виникають у результаті виникнення тріщин втомленості (рис. 11). Зокрема розглядався вплив тріщини на напружений стан лопатки в кореновому перерізі довжиною 5 мм та 10 мм (рис. 12).

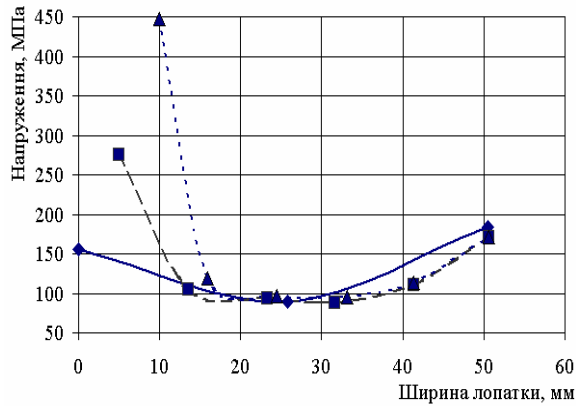


Рис. 12. Епюра напружень в кореновому перерізі: без тріщини (1); з тріщиною завдовжки 5 мм (2); з тріщиною завдовжки 10 мм (3)

Для визначення граничного стану робочої лопатки були розглянуті пошкодження у вигляді каверни, що розташовується на відстані 5 мм від кореневого перерізу. Це пошкодження призводить до появи концентрації напружень.

Епюра напружень σ_z приймає такий вигляд наведений на рис. 13.

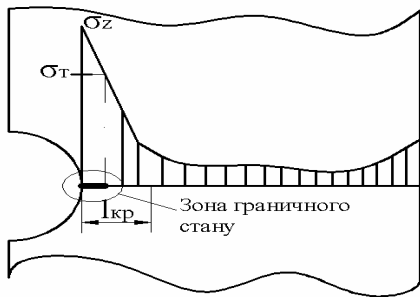


Рис. 13. Епюра напружень σ_z для лопатки з пошкодженням

Біля концентратора напружень (каверни) напруження різко зростають. В результаті чого виникає зона граничного стану (текучості). В механіці руйнування, цю зону моделюють тріщиною. Під дією динамічних навантажень ця тріщина буде рости і в кінці кінців досягне граничної величини. Нижче приводиться метод визначення критичної довжини тріщини, після досягнення якої відбудеться миттєве руйнування лопатки.

На краю пошкодження виникають великі напруження, які можуть призвести до появи втомлювальної тріщини. Далі було введено тріщину різної

довжини (1, 2, 3, 5, 7, 9, 11 мм) і визначено коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН).

Для визначення КІН використовувалась формула

$$K_I = \sqrt{2\pi} \frac{(1+\nu)\mu}{4} \lim_{x \rightarrow a-0} \left[\frac{v(x, +0) - v(x, -0)}{\sqrt{a-x}} \right], \quad (5)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона;

μ – модуль зсуву;

a – довжина тріщини;

v – переміщення.

Оскільки задача вирішується із застосуванням методу скінчених елементів, тоді формула (5) використовувалась в наступному вигляді:

$$K_I \approx \sqrt{2\pi} \frac{(1+\nu)\mu}{4} \left[\frac{v(x_0, +\Delta y) - v(x_0, -\Delta y)}{\sqrt{a-x_0}} \right],$$

де Δy – дуже мала величина.

Величина K_I була обчислена для різних значень довжини тріщини. Результати обчислень представлені у вигляді графіка залежності КІН від довжини тріщини (рис. 14).

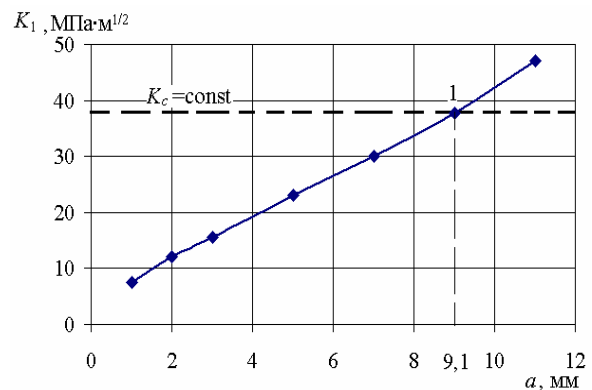


Рис. 14. Графік КІН

При побудові графіка КІН враховувалось що коефіцієнт інтенсивності напружень $K_c = 38 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$. Коли значення КІН досягає критичного значення, миттєво відбувається руйнування лопатки. Тому на перетині цих ліній визначається довжина тріщини, при якій її швидкість зростання збільшується і відбувається миттєвий відрив лопатки. В нашому випадку ця довжина дорівнює 9,1 мм. Тобто перед досягненням цієї довжини тріщини, лопатка буде працювати і зростання тріщини відбувається повільно.

Висновки

У результаті проведених досліджень було знайдено напруження в різних точках та перерізах робочої лопатки турбіни та досліджено вплив тріщини на напружений та граничний стан лопатки турбіни. Отримані результати були використані при

розробці загальної методики моделювання роботи робочих лопатки турбіни на сталих режимах роботи авіаційних газотурбінних двигунів.

Література

1. Манушин Э.А. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок / Э.А. Манушин, И.Г. Суrowцев; под общ. ред. Н.Н. Малинина. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.

2. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

3. Ковырягин М.А. Решение задач по определению напряженно-деформированного состояния двухсвязных подкрепленных пластин в виде, удобном для регулирования / М.А. Ковырягин // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2007. – № 1. – С. 20-26.

4. Доник Т.В. Напружений стан лопатки від інерційних сил, які виникають при обертанні / Т.В. Доник // Вісник НАУ. – 2008. – № 3. – С. 60-64.

Надійшла до редакції 29.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедри механіки М.М. Бородачов, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО И ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ОТ ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ И ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ.

Н.С. Кулик, Т.В. Доник

Выполнено исследование напряженного и предельного состояния рабочей лопатки турбины при совместном действии газовых и инерционных сил. Лопатка рассматривается как трехмерное тело. Приведены напряжения, которые возникают в лопатке. Проведены исследования влияния трещины на напряженное состояние рабочей лопатки турбины. Выявлено, что при наличии трещины вблизи вершины происходит резкая возрастание концентрации напряжений. Также выполнено исследование предельного состояния лопатки, в результате чего была определена критическая длина трещины, при которой происходит мгновенный отрыв лопатки.

Ключевые слова: лопатка турбины, напряженное и предельное состояние, повреждение, трещина.

RESEARCH OF AN INTENSE AND LIMITING CONDITION OF A WORKING VANE OF THE TURBINE FROM ACTION OF GAS AND CENTRIFUGAL FORCES

N.S. Kulik, T.V. Donik

Research of an intense and limiting condition of a working vane of the turbine is reduced at share action of gas and centrifugal forces. The vane is considered as a three-dimensional body. Pressure which arise in a vane are reduced. Influence of a flaw on a tension is investigated. It is marked, that at presence of a flaw near to top there is a sharp density of pressure. Also research of a limiting condition of a vane. Therefore the critical length of a flaw at which there is an instant tear of a vane has been defined.

Key words: vane of the turbine, intense and limiting condition, damage, flaw.

Кулик Микола Сергійович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри авіаційних двигунів Національного авіаційного університету, Київ, Україна.

Доник Тетяна Василівна – аспірант кафедри авіаційних двигунів Національного авіаційного університету, Київ, Україна.