

Вплив параметрів охолодження на термонапружений стан соплових лопаток газових турбін

Б. С. Карпінос¹, В. М. Куліш

Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна

¹ karpinos@ipp.kiev.ua

Наведено результати комп'ютерного моделювання стану матеріалу охолоджуваних лопаток турбін на несталіх режимах роботи двигуна. Установлено лінійну залежність між ефективністю охолодження та відносними термічними напруженнями за різних умов теплообміну і закріплення. Запропоновано методику оперативного визначення параметрів теплообміну, що дозволяє забезпечити оптимальну термоциклічну довговічність матеріалу лопатки.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, параметри теплообміну, лінійна залежність, відносне напруження, довговічність.

Позначення

a	– коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$
b, h, l, R_m	– ширина, висота, довжина, радіус моделі, мм
h_n, h_o	– коефіцієнти теплообміну на зовнішній та внутрішній поверхнях моделі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
t	– час, с
s	– поверхня тіла
E	– модуль пружності, Па
$T(x, y, z)$	– локальна температура, К
T_n, T_o	– температура середовищ із боку нагрівання та охолодження, К
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	– головні компоненти тензора напружень, Па
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	– головні компоненти тензора деформацій
α	– коефіцієнт термічного лінійного розширення, К^{-1}
ν	– коефіцієнт Пуассона
θ	– відносна температура
σ^*	– відносні напруження
ϑ	– ефективність охолодження
λ	– теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

Вступ. Критичні та надкритичні термодинамічні параметри робочих середовищ при експлуатації газових турбін зумовлюють непоодинокі випадки пошкоджень охолоджуваних лопаток [1]. Найхарактернішими є тріщини термічної втоми, що спостерігаються на внутрішній та зовнішній поверхнях лопатки, в околі каналів і отворів охолодження та турбулізаторів, тобто в місцях інтенсивних теплових потоків (рис. 1). Спочатку виникає сітка дрібних тріщин, потім після певного часу експлуатації формується одна, дві або три магістральні тріщини, поширення яких призводить до часткового або повного руйнування лопатки. Окрім того, в деяких випадках спостерігається неприпустима необоротна деформація лопаток.

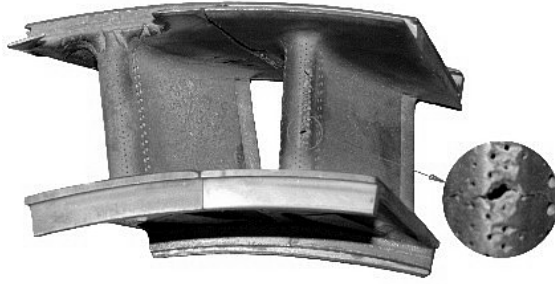


Рис. 1. Типове пошкодження соплової лопатки газотурбінного двигуна від термічної втоми.

Лопатки являють собою складні просторові конструкції, що інтенсивно охолоджуються.

Незважаючи на те що вперше охолоджувані лопатки було використано в Німеччині ще в 1943 р., створення схем і розробка методів їх ефективного охолодження залишаються актуальними. Це пояснюється, зокрема, такими основними чинниками: зростанням термодинамічних параметрів робочого середовища; появою нових перспективних жароміцних матеріалів; складністю розв'язку крайових стаціонарних та нестаціонарних задач течії; теплообміном рухомих середовищ; теплопровідністю для багатозв'язних просторових твердих тіл; відсутністю у деяких випадках теоретичних та експериментальних результатів визначення параметрів течії середовища при інтенсифікації теплообміну; недостатньою інформацією щодо механічних характеристик матеріалу за умов експлуатації (термічна втома, коротко- та довготривала міцність, тріщиностійкість і т.д.).

Розроблені раніше спрощені методи визначення теплових станів лопатки, а саме: методи регулярних теплових режимів, методи простих та складних суперпозицій на сьогодні малоефективні. Завдяки розвитку чисельних методів математичної фізики твердого тіла суттєвий прогрес відмічається при розв'язанні відповідних задач теплопередачі та теплопровідності. Істотним є те, що одержані результати не охоплюють усі можливі комбінації крайових умов.

У фірмах і корпораціях, що розробляють газотурбінні двигуни, проведено багато фундаментальних і прикладних досліджень щодо з'ясування ефективності різних схем охолодження та врахування впливу експлуатаційних факторів на стан лопатки. Основна мета цих досліджень полягає у визначенні параметрів теплообміну, який би забезпечував оптимальний тепловий стан лопатки. Напружений стан розглядався як похідний від теплового (другорядний), хоча при прогнозуванні ресурсу він є найважливішим. Досвід проектування й експлуатації лопаток газових турбін засвідчує, що термічні напруження можуть перевищувати границю плинності, тривалу міцність або термічну втому матеріалу. Це є важливим аргументом для пошуку оптимальних співвідношень між рівнем охолодження лопатки та термічними напруженнями.

Метою дослідження є встановлення зв'язку між параметрами теплового і напруженого стану лопатки для різних конструктивних варіантів її охолодження.

Методика дослідження. Методику дослідження побудовано на чисельному моделюванні експлуатаційного теплового та термонапруженого стану охолоджуваних соплових лопаток і порівнянні напруженого стану з кривими термічної втоми. Моделювання виконувалось шляхом вибору форми і розмірів моделі, варіації умов інтенсивного теплообміну на її поверхнях, зміни умов контурного закріплення. Моделями слугували сталеві циліндричні пластини: суцільні, з отвором та з турбулізатором. Радіус пластин $R_m = 20$ мм, товщина $b_m = 1$ мм, довжина $l_m = 20$ мм, ширина $t_m = 13$ мм, діаметр отвору $D = 1$ мм, радіус на півкулі турбулізатора $r_t = 1...4$ мм.

Рівняння несталої теплопровідності і термопружності розв'язувалися методом скінченних елементів. Розрахункові пакети попередньо адаптували до відповідних геометричних моделей лопаток та граничних умов. Вибір форми скінченних елементів, розмірів та часових кроків розрахунку забезпечив похибку результатів до 2%.

Рівняння нестационарної теплопровідності (рівняння Фур'є) для ізотропного тіла без внутрішніх джерел із постійними теплофізичними властивостями в координатах x, y, z приймалось у вигляді

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z, t)}{\partial z^2} \right)$$

з локальними граничними умовами конвективного теплообміну на поверхні тіла s :

$$-\lambda \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial n} = h(T(x, y, z, t)_s - T_f),$$

де n – нормаль до поверхні.

Умови теплообміну у часі і на поверхні приймалися сталими. Зовнішня поверхня пластини нагрівалась, внутрішня – охолоджувалась.

Відомо, що течія газового середовища і конвективний теплообмін є складними процесами. Локальні значення коефіцієнтів теплообміну залежать від режимів течії, стану поверхні, температури теплоносія, наявності фізико-хімічних явищ у робочому середовищі та ін. Урахування цих обставин значно ускладнює розв'язок задач. Тому, як перше наближення до реальних умов, параметри теплообміну у часі і на поверхні приймалися сталими. Урахування реальних умов течії і залежності властивостей матеріалу від температури є предметом окремого дослідження.

Співвідношення теорії термопружності (закон Гука) приймалися у вигляді

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\epsilon_x + \nu(\epsilon_y + \epsilon_z) - (1+\nu)\alpha T(x, y, z, t)];$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\epsilon_y + \nu(\epsilon_x + \epsilon_z) - (1+\nu)\alpha T(x, y, z, t)];$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\epsilon_z + \nu(\epsilon_x + \epsilon_y) - (1+\nu)\alpha T(x, y, z, t)].$$

Результати досліджень та їх обговорення. Умови теплообміну моделей, час теплової дії є характерними для так званих зовнішніх та краєвих задач теплообміну [2]. За час теплової дії в моделях послідовно спостерігається нестационарний та квазістационарний тепловий і термонапружений стани [3]. Їх особливістю є поява через невеликі проміжки часу з початку теплової дії регулярних теплових режимів. Для цих режимів характерним є те, що розподіл температури та термічних напружень по об'єму моделі не змінюється, їх швидкість стала, і таким чином, залежності зміни цього розподілу у часі мають простий вигляд.

На рис. 2 показано зміну температури $T = T(t)$ та термічних напружень $\sigma_y = \sigma_y(t)$ у моделі за умов, характерних для випадку зростання потужності турбіни. У разі $t = 0$ тепловий стан моделі однорідний – $T(x, y, z) = 300$ К. При $t \geq 0$ відбувається теплообмін на зовнішній поверхні з параметрами $h_n = 1000$ Вт/(м²·К), $T_n = 1400$ К, на внутрішній поверхні – $h_o = 2000$ Вт/(м²·К), $T_o = 600$ К. На трьох бічних гранях реалізовано умови механічної симетрії. Установлено, що нестационарні

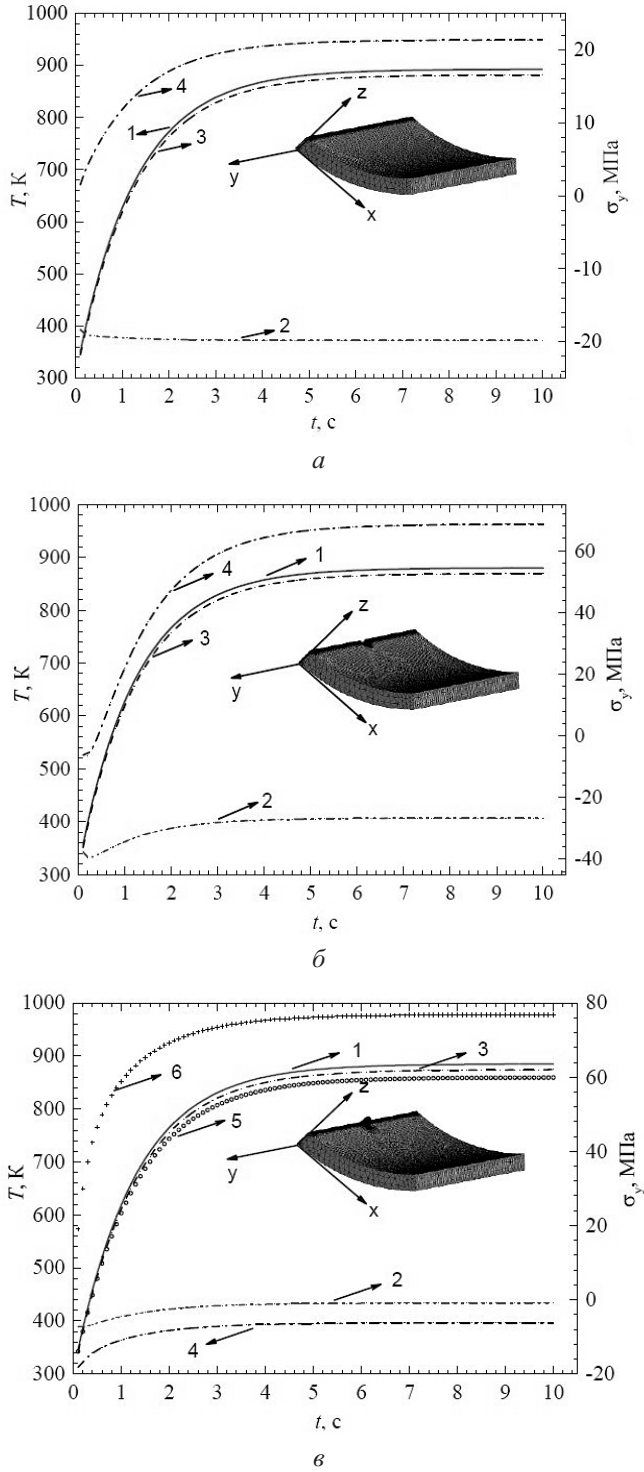


Рис. 2. Зміна температури та термічних напружень у різних точках суцільної моделі (*a*), з отвором (*б*) і турбулізатором (*в*): 1, 2 – температура і напруження на поверхні нагрівання; 3, 4 – температура і напруження на поверхні охолодження; 5, 6 – температура і напруження на вершині турбулізатора.

стани є нетривалими і не перевищують 4...6 с. Після цього спостерігаються регулярні режими температур та напружень, які тривають до формування квазістаціонарного стану. У місцях термічної концентрації теплових потоків (отвори, турбулізатори) напруження сягають максимальних значень. Абсолютне значення напруження σ_y є найбільшим порівняно з іншими компонентами.

Зроблено висновок, що квазістаціонарні значення температур та термічних напружень інтегрально характеризують ефективність охолодження, надалі вони будуть використовуватися як аргументи відповідних залежностей при пошуку оптимальних термічних умов експлуатації лопатки. Про доцільність такого висновку свідчать дані аналізу їх розподілу на поверхнях моделі (рис. 3).

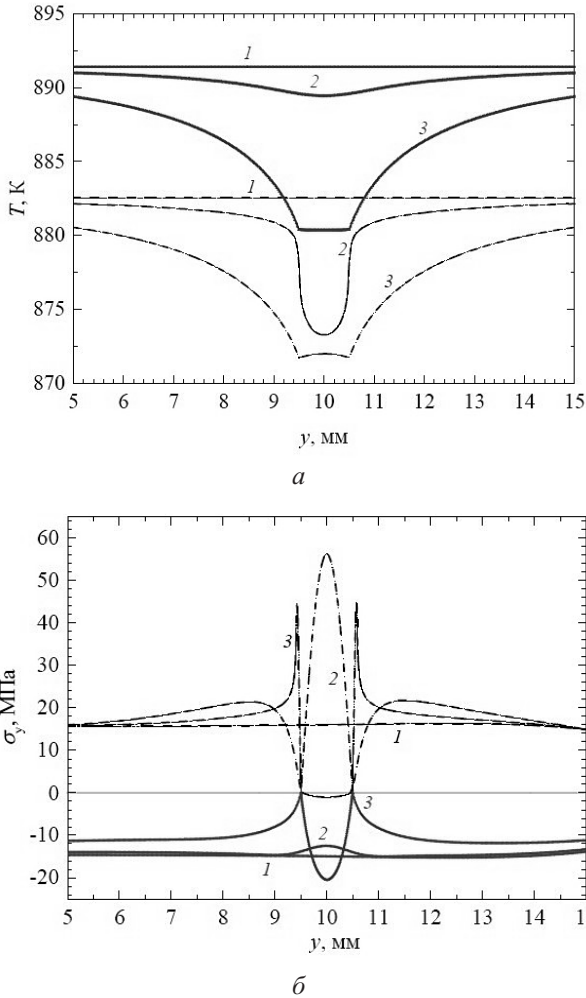


Рис. 3. Розподіл температури (а) та термічних напружень (б) по осі симетрії суцільної моделі (1), з турбулізатором (2) і з отвором (3). (Суцільні лінії – поверхня нагрівання, штрихові – поверхня охолодження.)

Серед розглянутих моделей найбільший ефект охолодження досягнуто для моделі з отвором, але при цьому відмічається суттєва концентрація напружень в околі отвору ($k_\sigma > 3$). Вплив отвору або турбулізатора на ефективність охолодження має локальний характер.

Визначено загальні зміни напруженого стану моделі в залежності від можливих умов закріплення її поверхонь. На рис. 4 за квазістаціонарного теплового стану наведено розподіл компоненти σ_y по довжині охолоджуваної поверхні моделі: $h_H = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $T_H = 1400 \text{ К}$, $h_O = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $T_O = 600 \text{ К}$.

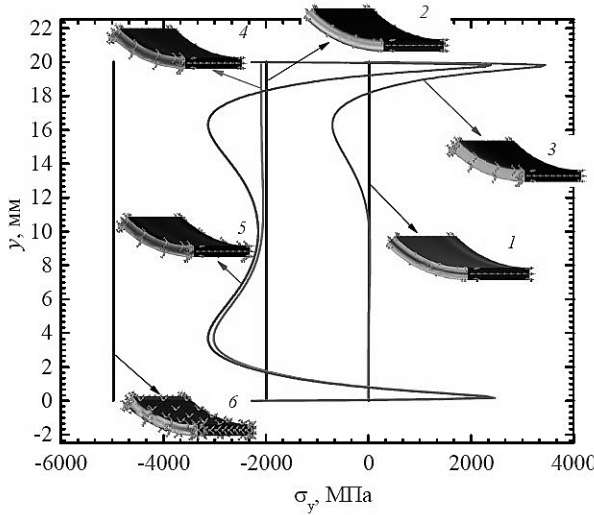


Рис. 4. Розподіл термічних напружень по довжині охолоджуваної поверхні моделі. (Тут і на рис. 5, 6: 1 – одна поверхня вільна, на трьох поверхнях симетрія; 2 – на чотирьох поверхнях симетрія; 3 – на двох поверхнях симетрія, одна жорстко закріплена; 4 – на трьох поверхнях симетрія, одна жорстко закріплена; 5 – на двох поверхнях симетрія, дві жорстко закріплено; 6 – усі поверхні жорстко закріплено.)

Розглянуто умови, що є характерними для різних ділянок лопатки. Аналіз результатів чисельного експерименту показав, що закріплення поверхонь значно впливає на рівень термічних напружень, наявність крайових ефектів та концентрацію напружень. За жорсткого закріплення однієї або двох поверхонь в околі торців спостерігається зміна знака напружень – розтяг змінюється на стиск.

Досліджено вплив інтенсивності теплообміну на поверхнях пластини на рівень температури та термічних напружень. Параметри теплообміну змінювались у таких межах: $h_H = 100 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ($Bi_H = 0,006 \dots 0,6$), $T_H = 900 \dots 1600 \text{ К}$, $h_O = 100 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ($Bi_O = 0,006 \dots 0,6$), $T_O = 300 \dots 600 \text{ К}$, де Bi – число Біо, $Bi_H = h_H b / \lambda$, $Bi_O = h_O b / \lambda$. Проаналізовано наступні варіанти:

$$\begin{aligned} h_H &= \text{var}, T_H = \text{const}, h_O = \text{const}, T_O = \text{const}; \\ h_H &= \text{const}, T_H = \text{const}, h_O = \text{var}, T_O = \text{const}; \\ h_H &= \text{const}, T_H = \text{const}, h_O = \text{const}, T_O = \text{var}; \\ h_H &= \text{const}, T_H = \text{var}, h_O = \text{const}, T_O = \text{const}; \\ h_H &= \text{var}, T_H = \text{const}, h_O = \text{var}, T_O = \text{const}. \end{aligned}$$

Для узагальнення результатів використовувались відносні параметри температури θ , ефективності охолодження ϑ та термічних напружень σ_i^* :

$$\theta = \frac{T(x, y, z, t) - T_O}{T_H - T_O}; \quad \vartheta = \frac{T_H - T(x, y, z, t)}{T_H - T_O}; \quad \sigma_i^* = \frac{(1 - \nu)\sigma_i(x, y, z, t)}{(T_H - T_O)E\alpha}.$$

Параметр ефективності охолодження ϑ , або глибина охолодження, як і температура, має часові та просторові особливості. Для сучасних турбін його значення знаходяться в діапазоні 0,3...0,5, а в перспективі мають тенденцію до збільшення (0,6...0,8) [4].

Установлено, що при варіації температур середовищ $T_H = \text{var}$ та $T_0 = \text{var}$ значення відносних термічних напружень σ_y^* не змінюються. При варіації умов теплообміну $h_H = \text{var}$ або $h_0 = \text{var}$ спостерігаються лінійні залежності між відносними напруженнями σ_y^* та ефективністю охолодження ϑ :

$$\sigma_y^* = \sigma_{y(0)}^* + m\vartheta, \tag{1}$$

де $\sigma_{y(0)}^*$, m – параметри, що залежать від умов теплообміну та закріплення.

На рис. 5 наведено результати чисельних досліджень та відповідні залежності для зони, що розташована посередині внутрішньої поверхні пластини. Збільшення ефективності охолодження неоднозначно впливає на напруження, які можуть як збільшуватися, так і зменшуватися.

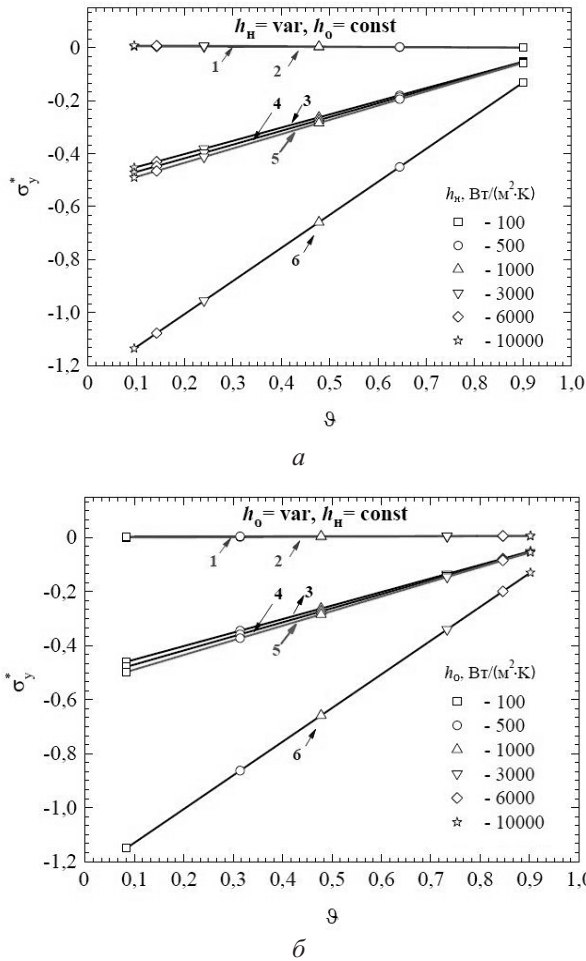


Рис. 5. Залежність відносних термічних напружень від ефективності охолодження у разі зміни умов теплообміну на поверхні нагрівання (а) і на поверхні охолодження (б) моделі.

При одночасній варіації умов теплообміну на двох поверхнях ($h_n = \text{var}$ та $h_o = \text{var}$) характер відповідних залежностей є також лінійним. При цьому для кожної умови закріплення параметр $\sigma_{y(0)}^*$ сталий, а параметр m лінійно залежить від інтенсивності теплообміну h_n, h_o на відповідній поверхні:

$$m = m_{(0)} + nh, \tag{2}$$

де $m_{(0)}, n$ – параметри рівняння.

Цим пояснюється поява на рис. 5 двох поляр $P_n(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta)$ та $P_o(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta)$, що характеризують вплив кожного джерела тепла на тепловий та напружений стан моделі. Відзначається, що координати поляри $P_n(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta)$ залежать від умов закріплення, в той час як поляри $P_o(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta)$ не залежать. Для усіх умов закріплення маємо $P_o(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta) = P_o(0, 1)$ – рис. 6.

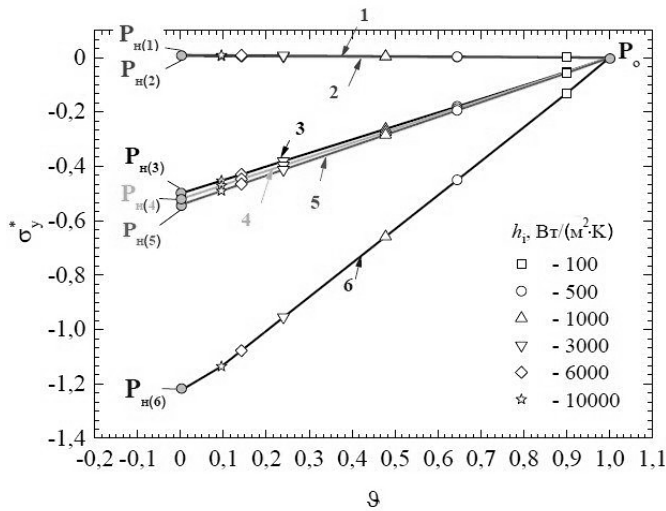


Рис. 6. Залежність відносних термічних напружень від ефективності охолодження при одночасній зміні умов теплообміну на поверхнях пластини за різних умов закріплення моделі.

З урахуванням рівняння (2) залежність (1) приймає вигляд

$$\sigma_y^* = \sigma_{y(0)}^* + (m_{(0)} + nh)\vartheta, \tag{3}$$

або

$$\sigma_y^* = \sigma_{y(0)}^* + (m_{(0)} + n_1 Bi)\vartheta.$$

Для визначення координат поляри $P_n(\sigma_{y(0)}^*, \vartheta)$ за довільних умов закріплення необхідно виконати чотири незалежних чисельних експерименти, після чого розв'язати систему лінійних рівнянь. Наявність поляр та одержані прості лінійні залежності спрощують пошук параметрів оптимального охолодження. На рис. 7 показано загальну схему такого пошуку для умов закріплення, що описані сукупністю кривих 1 на рис. 5. Стан матеріалу у точці O (рис. 7) приймається за початковий (базовий). Подальша зміна стану може відбуватися будь-яким прямолінійним або криволінійним шляхом.

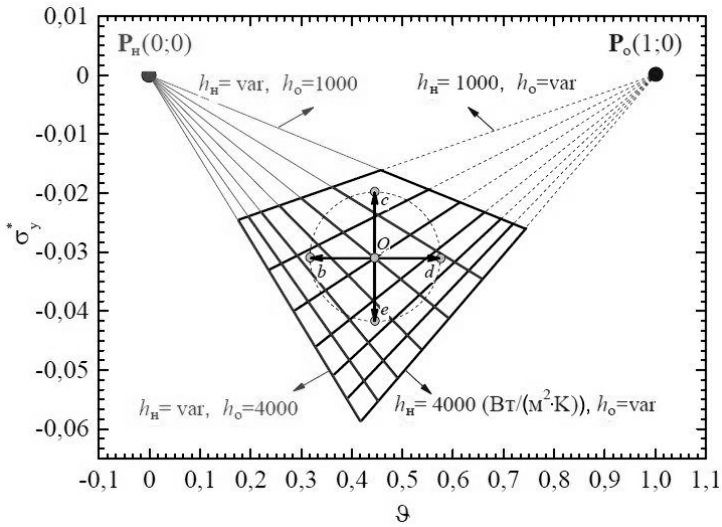


Рис. 7. Схема пошуку оптимальної ефективності охолодження пластини при одночасній зміні умов теплообміну на її поверхнях. (Тут і на рис. 8: суцільні лінії – зміна інтенсивності теплообміну в інтервалі $h_i = 100 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ на поверхні нагрівання, штрихові – на поверхні охолодження.)

Як приклади наведемо характерні шляхи:

промінь Od – напруження сталі, ефективність охолодження збільшується (досягається при зменшенні інтенсивності теплообміну на поверхні нагрівання і одночасно при збільшенні інтенсивності теплообміну на поверхні охолодження);

промінь Ob – напруження сталі, ефективність охолодження зменшується (досягається за умов, протилежних умовам для променя Od);

промінь Oc – ефективність охолодження стала, напруження зменшуються (досягається при одночасному зменшенні інтенсивності теплообміну на обох поверхнях);

промінь Oe – ефективність охолодження стала, напруження збільшуються (досягається при одночасному збільшенні інтенсивності теплообміну на обох поверхнях).

Далі розв'язано задачі щодо ефективності охолодження моделі з турбулізатором та отвором. Зроблено припущення, що ці задачі можна розглядати як ускладнену задачу для суцільної пластини і таким чином сподіватися на наявність лінійних залежностей між термічними напруженнями σ_y^* і ефективністю охолодження ϑ . Результати чисельних експериментів підтвердили це припущення. Установлено, що ці залежності лінійні. Лінійними є також залежності положення полюсів від зміни розмірів турбулізатора або інтенсивності теплообміну в охолоджуваному отворі.

На рис. 8 наведено залежності $\sigma_y^*(\vartheta)$ для пластини з турбулізатором, що розташований на поверхні охолодження. При розрахунках радіус півкулі турбулізатора r_t змінювався в інтервалі $0,25 \dots 2 \text{ мм}$, а умови теплообміну на поверхнях такі: $h_n = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $h_o = 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Отримані результати свідчать про лінійний характер залежностей $\sigma_y^*(\vartheta)$ та $P_n(r_t)$, $P_o(r_t)$. При $r_t \rightarrow 0$ задовольняється умова задачі для суцільної пластини.

На рис. 9 показано зміну відносних термічних напружень у залежності від ефективності охолодження для ділянки кромки отвору зі сторони нагрівання.

Для цієї задачі умови теплообміну відповідають таким для попередньої задачі, додатково змінено умови на поверхні отвору ($h_{от} = \text{var}$). Спостерігались лінійні

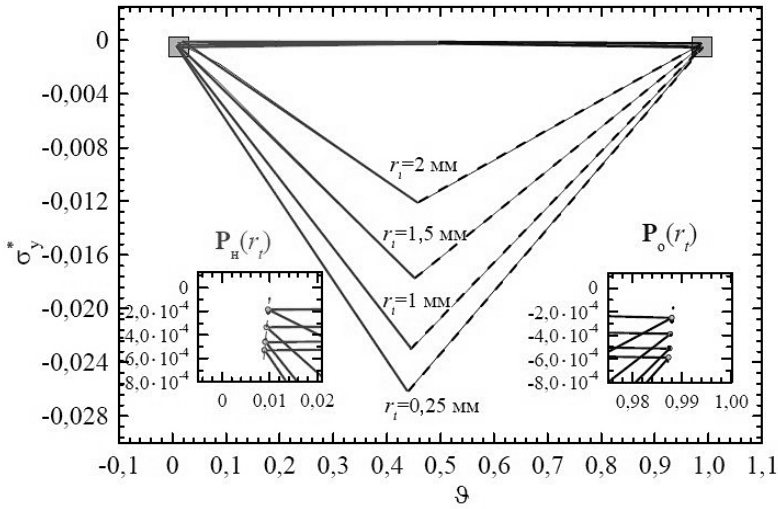


Рис. 8. Залежність відносних термічних напружень від ефективності охолодження при наявності турбулізатора.

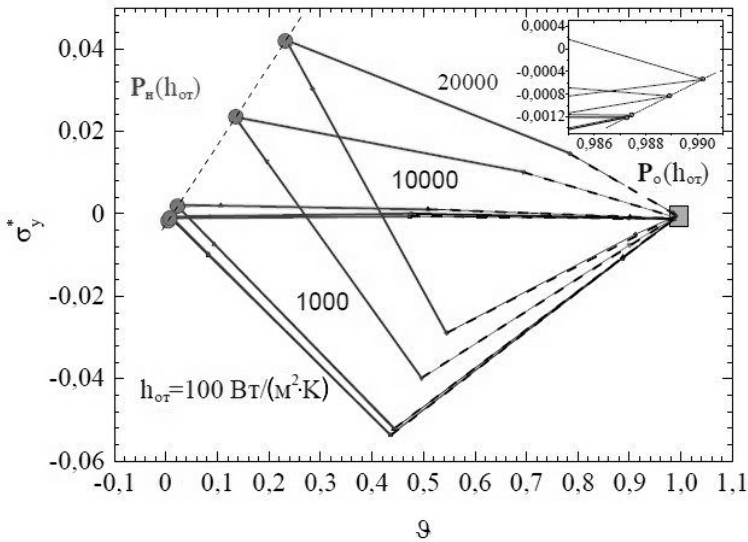


Рис. 9. Залежність відносних термічних напружень від ефективності охолодження в моделі з отвором. (Суцільні лінії – на поверхні нагрівання, штрихові – на поверхні охолодження; зміна інтенсивності теплообміну в інтервалі $h_{от} = 100...20000$ Вт/(м²·К).)

залежності $\sigma_y^*(\vartheta)$ та $P_H(h_{от})$ і $P_O(h_{от})$, які при $h_{от} \rightarrow 0$ задовольняли задачу для пластини з неохолоджуванним отвором.

Розв'язки задач чисельного дослідження стану моделей дозволили узагальнити вплив характерних експлуатаційних та конструктивних факторів на ефективність локального охолодження лопаток газових турбін. Установлено, що залежності факторів впливу мають лінійний характер. Для визначення їх параметрів достатньо виконати чотири незалежних чисельних експерименти.

Одержані результати використано для прогнозування оптимальної термічної утоми лопатки з жароміцної сталі ХН70ВМТЮ ($E = 2,05 \cdot 10^{11}$ Па, $\alpha = 1,5 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹)

за різних умов її охолодження. Необхідної довговічності лопатки можна досягти або шляхом зміни температур та інтенсивності теплообміну робочих середовищ, або створенням додаткових турбулізаторів чи охолоджуваних отворів. Як приклад розглянуто пошук оптимальної довговічності лопатки при зміні інтенсивності теплообміну і одночасно сталої температури робочого середовища ($T_H = 1600 \text{ K}$, $T_O = 600 \text{ K}$). Попередньо криві утоми даної сталі за максимальних температур у циклі T_{\max} [5]

$$\varepsilon = f(N(T))$$

перебудовано в залежності: відносні термічні напруження σ_y^* – ефективність охолодження ϑ при різних довговічностях N :

$$\sigma_y^* = f(\vartheta(N)),$$

де $\sigma_y^* = \varepsilon / [(T_H - T_O)h]$; $\vartheta = (T_H - T_{\max}) / (T_H - T_O)$; ε – розмах деформацій в циклі (рис. 10).

На рис. 10 наведено залежності між відносними термічними напруженнями та ефективністю охолодження для вільної циліндричної пластини, яка в даному випадку розглядалась як небезпечна ділянка лопатки. Приймалось, що для початкового стану матеріалу (на рис. 10 точка a) характерні такі параметри теплообміну: $h_H = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $h_O = 2602,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\vartheta = 0,429$; $\sigma_y^* = 0,032$; базова довговічність $N = 1000$ цикл.

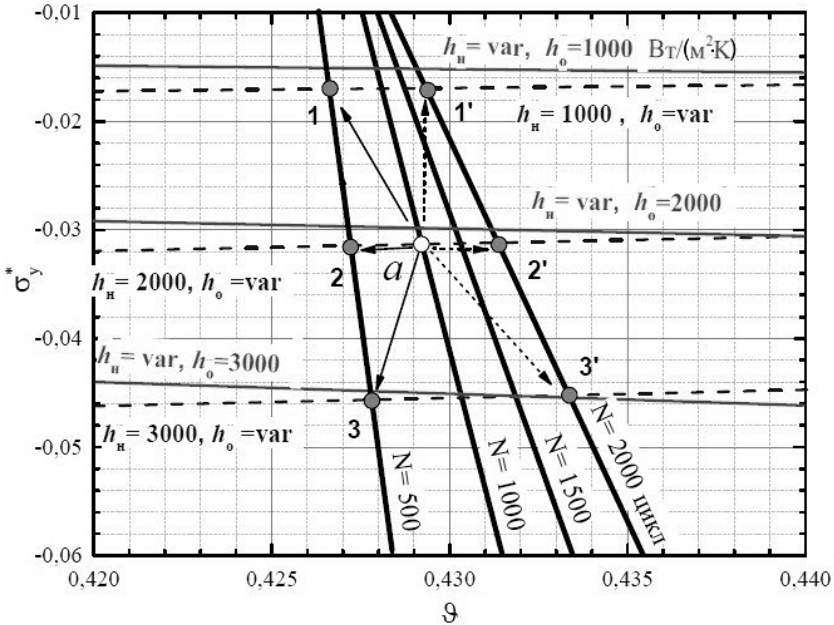


Рис. 10. Прогнозування термічної утоми охолоджуваної лопатки турбіни за одночасної зміни умов теплообміну на її поверхнях.

При зміні умов теплообміну змінюється стан матеріалу. Це може призвести як до підвищення, так і до зменшення довговічності лопатки. Точки $1'$, $2'$, $3'$ та 1 , 2 , 3 на рис. 10 характеризують стан матеріалу, за якого має місце відповідно збільшення або

зменшення довговічності у два рази. Наведений приклад дає уявлення про послідовність кроків пошуку оптимальної довговічності ділянки лопатки, які не змінюються за інших термомеханічних крайових умов.

Висновки

1. Установлено, що між ефективністю охолодження моделей лопаток газових турбін і збуджуваними при цьому термічними напруженнями існує лінійний зв'язок.
2. Визначено залежності між ефективністю охолодження і термічними напруженнями в суцільній пластині, пластині з турбулізатором та отвором при одночасній зміні умов теплообміну на їх поверхнях.
3. Запропоновано метод визначення необхідної термоциклічної довговічності для певних ділянок елементів газових турбін.

Резюме

Приведены результаты компьютерного моделирования состояния материала охлаждаемых лопаток турбин на неустойчивых режимах работы двигателя. Установлена линейная зависимость между эффективностью охлаждения и относительными термическими напряжениями при различных условиях теплообмена и закрепления. Предложена методика оперативного определения параметров теплообмена, что позволяет обеспечить оптимальную термоциклическую долговечность материала лопатки.

1. Карпинос Б. С., Коровин А. В., Лобуныко А. П., Ведищева М. Ю. Эксплуатационные повреждения турбореактивных двухконтурных авиационных двигателей с форсажной камерой // Вестн. двигателестроения. – 2014. – № 1. – С. 18–24.
2. Лыков А. В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967. – 600 с.
3. Третьяченко Г. Н., Карпинос Б. С. Прочность и долговечность материалов при циклических тепловых воздействиях. – Киев: Наук. думка, 1990. – 256 с.
4. Копелев С. З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. Тепловой расчет и профилирование. – М.: Наука, 1983. – 146 с.
5. Термопрочность деталей машин. Справочник / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1975. – 456 с.

Поступила 09. 08. 2016