

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ З ПОДАЧЕЮ ОХОЛОДЖУВАЧА В ПОПЕРЕЧНУ ТРАНШЕЮ

Р. О. Іванов¹, Н. А. Панченко^{1,2}

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

²Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

Виконано чисельне моделювання плівкового охолодження на плоскій пластині при подачі охолоджувача в поперечну траншею. Наведене порівняння ефективності плівкового охолодження траншейного вдуву з експериментальними даними за аналогічною схемою та традиційною схемою плівкового охолодження. Для чисельного моделювання було використано комерційне програмне забезпечення **Ansys CFX 14**.

Ключові слова: плівкове охолодження, ефективність плівкового охолодження, поперечна траншея, SST модель турбулентності

Вступ

Головними завданнями сучасного газотурбобудування є підвищення економічності та надійності роботи газотурбінних установок всіх типів. Основним способом вдосконалення економічних показників ГТУ є підвищення початкових параметрів термодинамічного циклу, і насамперед – температури газу перед турбіною. Якщо врахувати, що температура газу перед турбіною сучасних стаціонарних енергетичних ГТУ досягає 1500 – 1700 К, у той час як максимальна допустима температура використовуваних в даний час матеріалів з прийнятними межами жароміцності знаходиться на рівні 1100 – 1200 К, то стає очевидною необхідність застосування охолодження гарячих деталей проточної частини турбіни ГТУ. В сучасних лопатках разом з теплозахисними покриттями, широко застосовуються внутрішнє та зовнішнє (плівкове) охолодження.

Плівкове охолодження забезпечується шляхом подачі холодного повітря через невеликі отвори в стінці лопатки, таким чином, що на поверхні утворюється тонкий шар (плівка) холодного повітря, котрий захищає її від високотемпературного набігаючого потоку. Плівкове охолодження у вигляді систем одно-, дво- і багаторядних циліндричних отворів характеризуються рядом недоліків, у зв'язку з цим в даний час в провідних світових центрах активно вивчаються перспективні конфігурації плівкового охолодження (видув охолоджувача через профільовані канали, кратери, траншеї, анти-вихрові системи видуву та ін.). Найперспективнішою схемою вважають отвори «віялової» форми [1], дана форма характеризується високою ефективністю, але складною технологією виготовлення, а отже і високою вартістю. Саме тому пошук нових, більш ефективних схем з пониженою витратою охолоджувача та простотою технологією виготовлення є актуальним науковим завданням, що має велике практичне значення. За рядом переваг

найбільш перспективним способом плівкового охолодження на даному етапі є схема отворів у траншеї, що характеризується високою теплофізичною ефективністю та технологічністю, що є головним чинником на користь використання цієї технології в практиці.

1. Комп'ютерне моделювання

Для розрахунків використано комерційне програмне забезпечення **Ansys CFX**. Досліджувана геометрична 3D – модель плівкового охолодження плоскої поверхні з видувом охолоджувача через один ряд отворів у траншею було виконано в **ANSYS Design Manager**. На рис. 1 представлені досліджені однорядні схеми – традиційних циліндричних отворів та отворів з вдувом у поперечну траншею.

Діаметр циліндричних отворів, що подають вторинний потік $d = 0,8$ мм, поперечний крок розташування отворів $t = 2,4$ мм ($t/d = 3,0$), глибина поперечної траншеї – $h = 0,6$ мм ($h/d = 0,75$), кут нахилу отворів до поверхні $\alpha = 30^\circ$.

У розрахунках використовувалася неструктурована комбінована сітка, побудована за допомогою сіткового генератора **ANSYS CFX Mesh 14.0** (рис. 2), яка являє собою комбінацію тетраедальних елементів в області основного потоку з призматичними елементами поблизу твердих стінок, які обмежують канали розрахункової моделі. Сітка складалася з 1,76 млн. елементів і 442 тис. вузлів. На поверхні пластини, біля отворів і поблизу стінок пленуму виконано згущення сітки розмірністю в 20 чарунок, значення параметра $y^+ \leq 1,0$ у всьому дослідженому діапазоні зміни граничних умов задачі моделювання, що задовольняє умовам моделювання із застосування RANS моделей турбулентності.

У розрахунках були задані граничні умови, що відповідають умовам модельних експериментів, виконаних на експериментальному стенді відділу високотемпературної термогазодинаміки ІТТФ НАНУ [2],

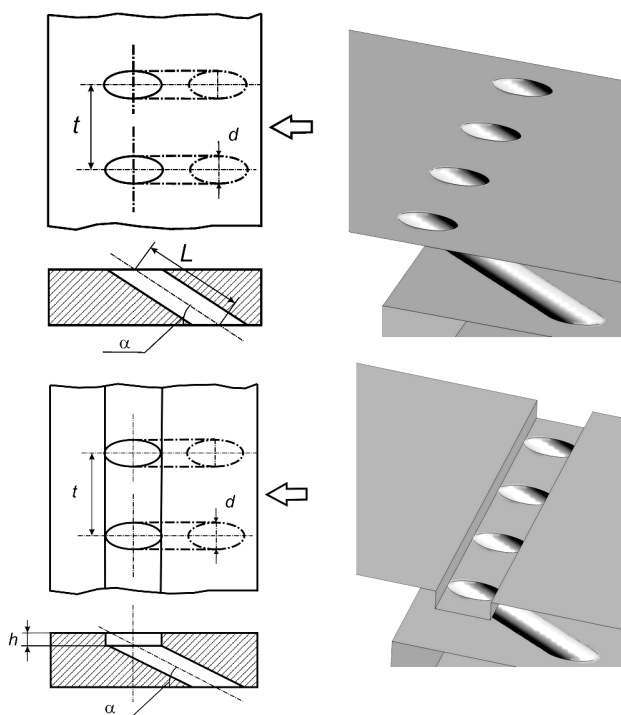


Рис. 1. Досліджені схеми плівкового охолодження:
а) традиційні отвори; б) видув через поперечну траншею.

тобто для низького значення параметра $DR = 0,85$. Граничні умови на вході і виході розрахункової області, що відповідають значенням параметра вдуву близьким до $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ наведені в табл. 1. На твердих межах розрахункової області була задана умова рівності нулю теплових потоків (умови адіабатних стінок), а на бічних поверхнях розрахункової області були задані умови симетрії.

На вході для основного потоку задавався рівномірний розподіл швидкості, для вторинного – витрата повітря. Граничні умови на двох вхідних областях (рис. 1, області для вдуву і видуву позначені стрілками), що задаються, відповідними значеннями параметра вдуву $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$. Досліджувалась схема плівкового охолодження зі зворотнім напрямком теплового потоку. Дані по граничним умовам наведені в табл. 1.

Адіабатна ефективність плівкового охолодження визначається за співвідношенням:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{aw}} \quad (1)$$

де T_1, T_2 – температури основного та вторинного потоків; T_{aw} – температура адіабатної стінки. Для оцінки режимних параметрів використовувався параметр вдуву m , який визначався за формулою:

$$m = \frac{w_2 \rho_2}{w_1 \rho_1} \quad (2)$$

де w_1, w_2 – швидкості основного потоку і охолоджувача, ρ_1, ρ_2 – щільності основного потоку і охолоджувача.

Всі розрахунки були виконані з використанням комбінованої SST моделі турбулентності, що пред-

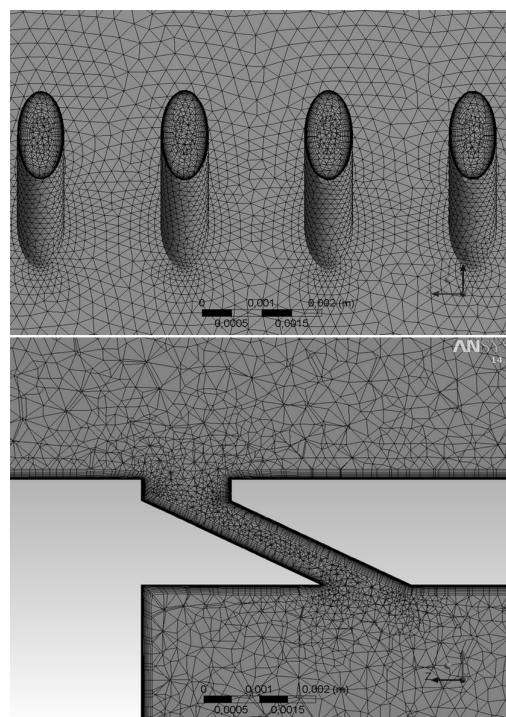


Рис. 2. Розрахункова сітка

Табл. 1. Граничні умови, де № 1 – основний потік, а № 2 – вторинний потік

Область	№ 1	№ 2
Середня швидкість, м/с	37	-
Статична температура, °C	80	20
Витрата, кг/с ($m = 0,5$)	-	$3.6 \cdot 10^{-5}$
($m = 1,0$)	-	$6.7 \cdot 10^{-5}$
($m = 1,5$)	-	$10.7 \cdot 10^{-5}$
($m = 2,0$)	-	$14.3 \cdot 10^{-5}$
Тиск на виході, Па	101325	

ставляє собою суперпозицію $k - \omega$ моделі в пристінковій області і $k - \varepsilon$ моделі далеко від стінки. Вибір SST моделі турбулентності пов'язаний з її здатністю досить точно моделювати газодинаміку і теплообмін складних пристінкових течій, що було показано в виконаних раніше тестових розрахунках з використанням різних моделей турбулентності [3].

2. Результати моделювання та їх аналіз

На рис. 3 представлена середня по ширині адіабатна ефективності (надалі просто середня ефективність) плівкового охолодження від відносної довжини охолоджуваної поверхні при різних значеннях параметра вдуву, що отримана за допомогою пакету ANSYS CFX 14. Для всіх параметрів вдуву на виході з траншеї ефективність плівкового охолодження найвища та далі по потоку ефективність монотонно спадає. По результатам розрахунку найвища ефективність має місце при параметрі вдуву $m = 2,0$.

Також видно, що інтенсивне зростання ефективності плівкового охолодження зі збільшенням параметра вдуву при видуві охолоджувача в поперечну траншею має місце в діапазоні зміни параметра вдуву $m = 0,5 \dots 1,5$. При подальшому збільшен-

ні параметра вдуву це зростання сповільнюється, і збільшення ефективності плівкового охолодження відбувається, головним чином, на основній ділянці плівкового охолодження ($x/d \geq 20d$). Це викликано виникненням нестационарних ефектів в порожнині траншеї при великих значеннях параметра вдуву. З ростом параметра вдуву істотно зростає інтенсивність взаємодії сусідніх струменів, які при натіканні на передню стінку траншеї частково руйнуються, що призводить до розтікання частини охолоджувача в поперечному напрямку в порожнині траншеї з формуванням складних вихрових структур і пульсацій витрати на виході з траншеї між сусідніми отворами плівкового охолодження.

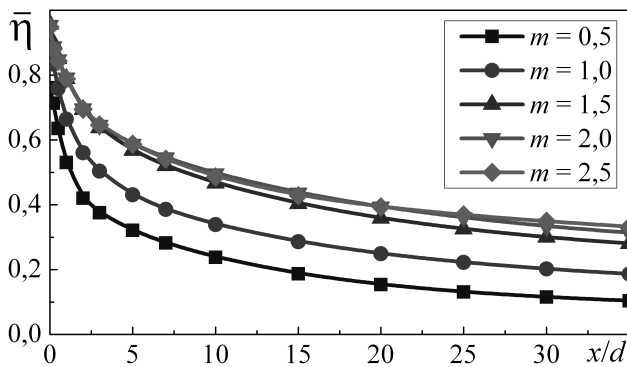


Рис. 3. Середня по ширині ефективність плівкового охолодження за траншеєю

На рис. 4 представлені результати розрахунків середньої ефективності плівкового охолодження (SST модель турбулентності) та експериментальні дані [2] для вдуву у траншею при різних значеннях параметра вдуву. Як видно, при $m = 0,5$ та $m = 1,0$ SST модель турбулентності показує гарне узгодження з експериментальними даними — максимальне розходження результатів не перевищує $\pm 5\%$. При $m = 1,5$ та $m = 2,0$ розрахунок дає дещо завищені результати в порівнянні з наявними експериментальними даними, в цьому випадку розбіжність результатів моделювання та експерименту не перевищує 20% . У першому наближенні це пояснюється тим, що збільшення параметра вдуву сприяє виникненню важких для моделювання вихрових структур течії біля стінки та зростанням рівня турбулентності при змішуванні потоків сусідніх струменів.

Також, на рис. 4 наведені результати експериментального дослідження традиційної схеми циліндричних отворів з таким же кроком $t/d = 3,0$. Отже, при $m = 0,5$ отримані дані для дослідженої схеми отворів у траншеї практично відповідають даним традиційної схеми отворів з таким же кроком $t/d = 3,0$. Зі збільшенням параметра вдуву при $m = 1,0; 1,5; 2,0$ ефективність плівкового охолодження за траншейною конфігурацією значно вища, ніж за традиційною, особливо на ділянці $x/d \leq 20d$.

Для традиційних систем охолодження з ростом параметра вдуву характерним є падіння середньої ефективності плівкового охолодження на початковій і перехідній ділянках ($x/d \leq 20d$), що відбувається

внаслідок відриву струменів охолоджувача від поверхні пластини. На основній ділянці $x/d \geq 20 \dots 25$ відбувається поступова релаксація до постійного рівня ефективності плівкового охолодження (рис. 4).

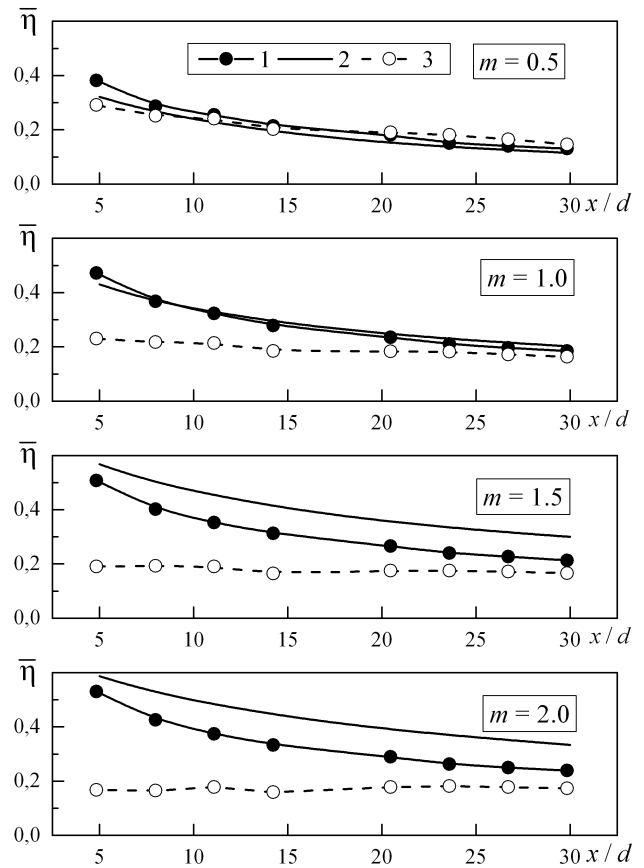


Рис. 4. Середня ефективність плівкового охолодження 1 – експериментальні дані, вдув у траншею $t/d = 3,0$ [2]; 2 – SST модель турбулентності, вдув у траншею $t/d = 3,0$; 3 – експериментальні дані, традиційна схема циліндричних отворів $t/d = 3,0$ [2].

Для аналізу фізичної структури потоку розглянемо проєкції векторів швидкості в поперечних перерізах на відстані $x/d = 2d$ при $m = 1,5$ для традиційних отворів (рис. 5,а) та для вдуву у траншею (рис. 5,б). За традиційними отворами чітко видно характерні вихрові структури у формі «ниркового» вихору, які погіршують умови охолодження. Схема з вдувом в траншею забезпечує зниження інтенсивності і масштабу «ниркової» вихрової структури. Однак вихрова структура ускладнюється наявністю додаткових вихорів малої інтенсивності, розташованих між «нирковими» вихорами, які генеруються струменями, що випливають із сусідніх отворів плівкового охолодження. Незважаючи на наявність складної вихрової структури на виході з траншеї, плівка охолоджувача не відривається від поверхні пластини через низьку інтенсивності вихрового руху. Також, не відбувається підсос повітря з примежового шару основного потоку до охолоджувальної поверхні, оскільки вся поверхня досить рівномірно покривається плівкою охолоджувача, а саме вихровий рух

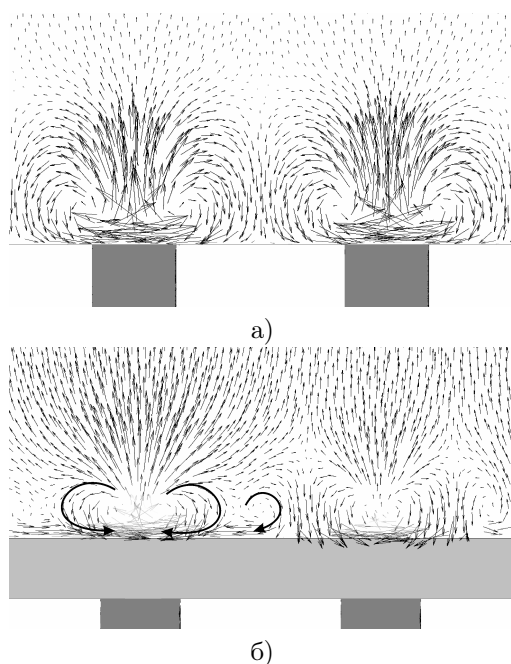


Рис. 5. Розподіл швидкостей в поперечному перерізі на відстані в $2d$ при $m = 1, 5$: а) традиційні отвори б) вдув у траншею

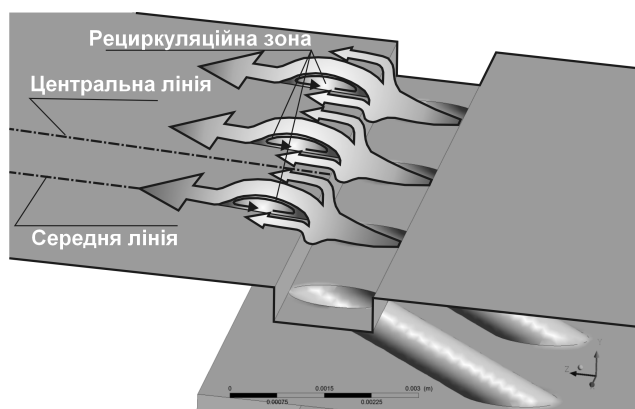


Рис. 6. Характер течії охолоджувача на виході з траншеї при $m \geq 1.0$

відбувається в межах захисного шару охолоджувача (безпосередньо в плівці).

Отже, схема з видувом охолоджувача у траншею забезпечує значно вищі значення ефективності плівкового охолодження в порівнянні з видувом через ряд традиційних отворів. Це пов'язано з тим, що видув в траншею забезпечує більш рівномірний розподіл плівки охолоджуючого повітря по поверхні пластини і зниження інтенсивності парних вихрових структур («ниркових» вихорів), що запобігає відриву струменів охолоджувача від поверхні пластини. При обтіканні уступу утвореного поверхнею пластини відбувається трансформація циліндричних струменів, що випливають з отворів плівкового охолодження, в плоскі напівобмежені струмені (пелена), що досить рівномірно покривають практично всю поверхню охолоджувальної пластини.

На рис. 6 показані лінії току охолоджуючого повітря на поверхні пластини на виході з траншеї при великих значеннях параметра вдуву $m \geq 1.0$. Отже,

струмені охолоджувача вдаряються в уступ траншеї і умовно поділяються на три струмені - основний струмінь (рис. 6), що витікає уздовж центральної лінії і два додаткові, які, розтікаючись уздовж уступу траншеї зливаються і витікають на поверхню пластини вздовж середньої лінії між отворами. З ростом параметра вдуву основний струмінь на початковій ділянці піднімається досить високо над поверхню пластини і під нею утворюється відривна «бульбашка» з рециркуляційною застійною зоною, де швидкість потоку в шарі газової завіси дуже мала. Це призводить до зниження ефективності плівкового охолодження на початковій ділянці уздовж центральної лінії. У той же самий час, зростає умовна витрата охолоджуючого повітря уздовж середньої лінії, в результаті чого ефективність плівкового охолодження уздовж середньої лінії зростає. При малих значеннях параметра вдуву виходячи з отворів струмені охолоджувача плавно обтікають уступ траншеї, утворюючи рівномірну пелену в прилежовому шарі.

Висновки

Досліджена схема з подачею охолоджувача у поперечну траншею становить практичний інтерес для використання в газотурбобудуванні при створенні систем охолодження високотемпературних елементів з плівковим охолодженням.

SST модель турбулентності при $m = 0, 5; 1, 0$ показує добре узгодження з отриманими експериментальними даними, при $m = 1, 5; 2, 0$ розрахункові результати завищені, але мають задовільне наближення до експериментальних.

Основними факторами більш високої ефективності плівкового охолодження схеми з видувом охолоджувача у траншею в порівнянні з традиційною схемою при $m \geq 1.0$ є рівномірний розподіл плівки охолоджуючого повітря по поверхні пластини і зниження інтенсивності «ниркових» вихрових структур, що запобігає відриву струменів охолоджувача від поверхні пластини.

Подальші дослідження будуть спрямовані на вивчення ефектів обертання поверхні, що обертається та неізотермічності основного і вторинного потоків.

Перелік використаних джерел

1. W.F Colban. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. Ed. by D. Bogard W.F. Colban, K.A. Thole. — Journal of Turbomachinery — JANUARY 2011, Vol. 133, №9, pp 5–11.
2. Khalatov A. A., Borisov I. I., Dashevsky Yu. J., Kovalenko A. S., Shevtsov S. V. Flat plate film cooling from a single-row inclined holes embedded in a trench: effect of external turbulence and flow acceleration. «Thermophysics and Aeromechanics» — 2014, Vol. 20, №6, pp 713-719.
3. Lu Y. Effect of hole configuration on film cooling from cylindrical inclined holes for the application to gas turbine blades [Text] / PhD Dissertation Mechanical Engineering, December 2007./ Yiping Lu : Louisiana State University – 2007 – 109 p.