ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ГЛИБИНИ ЗАГЛИБЛЕННЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПЛОСКОЇ ПОВЕРХНІ В ОДНОРЯДНІЙ СИСТЕМІ НАПІВСФЕРИЧНИХ ЗАГЛИБЛЕНЬ

I. М. Северін^{1, а}, Н. А. Панченко^{1,2}

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» ²Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

Проведено числове моделювання плівкового охолодження плоскої пластини при стаціонарній подачі охолоджувача через один ряд глибоких напівсферичних отворів глибиною: 0,3, 0,4 та 0,5 (в частках від діаметру заглиблення), що розташовані з кроком в 3 діаметри каналу (див. рис. 1). Також кожну конфігурацію було змодельовано для діапазону параметрів вуду від 0,5 до 2,0 (див. табл. 3). Числове моделювання було проведено в комерційному програмному забезпеченні Ansys CFX. Попередньо було проведено верифікацію моделей турбулентності для аналогічної системи напівсферичних заглиблень (з глибиною 0,5 та кроком 5) з експериментальними даними [1]. Виконано порівняння характерів течій залежно від глибини і параметра вдуву, Проаналізовано їх вплив як на локальну так і інтегральну ефективність плівкового охолодження.

Ключові слова: вплив гибини, плівкове охолодження, напівсферичні отвори, ефективність охолодження

Вступ

Сьогодні плівкова система є основним методом охолодження зовнішньої поверхні лопаток газових турбін. Одним з найголовніших чинників росту ККД газотурбінної установки є збільшення температури робочого тіла. Найчастіше в турбінах в якості охолоджувача використовують повітря, відібране з певних ступененй компресора. Цей відбір погіршує ефективність роботи турбіни, і при певних умовах виграш ККД, отриманий за рахунок підвищення температури газу перед турбіною буде повністю нівельований його погіршенням через відбір повітря на охолодження. З цього слідує необхідність оптимізації технологій охолодження лопаток турбіни, що забезпечує знижену витрату охолоджувача. Лопатка сучасної газової турбіни має складну систему внутрішнього і зовнішнього охолодження [2].

Основною характеристикою плівкового охолодження є адіабатична ефективність плівкового охолодження:

$$\eta = \frac{T_1 - T_{aw}}{T_1 - T_2},\tag{1}$$

де T_1 — температура основного потоку; T_2 — температура вторинного потоку; T_{aw} — температура адіабатичної стінки. Experiment

Як показують експерименти [3] ефективність плівкового найбільше залежить від коефіцієнту (параметру) вдуву:

$$m = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_1 W_1},\tag{2}$$

де W_1 , ρ_1 — швидкість і густина основного потоку, а W_2 , ρ_2 — швидкість і густина вторинного потоку відповідно.

Традиційною системою зовнішнього охолодження є видув охолоджувача через один чи декілька рядів дискретних циліндричних отворів, що знаходяться під кутом до охолоджуваної стінки. Ця система є найбільш ефективна при параметрі вдуву рівному 0, 5...0, 6 [3]. За більш високих параметрів вдуву утворюються вихрові пари, що інтенсифікують змішування основного потоку з охолоджувачем. Також біля отвору починає формуватися зона відриву потоку, що значно знижує ефективність охолодження.

Для забезпечення вищої ефективності зовнішнього (плівкового) охолодження використовують альтернативні схеми (видув охолоджувача через "профільовані канали "кратери "траншеї анти-вихрові системи випускання охолоджувача та ін.).

Найперспективнішою схемою вважають отвори "віялової" форми [4], дана форма характеризується високою ефективністю, але складною технологією виготовлення.

Саме тому необхідно шукати схеми з пониженою витратою охолоджувача, з високими показниками ефективності та простотою у виготовленні. Однією з таких є напівсферичні заглиблення [5].

В такій схемі охолодження, за певних умов, може виникнути нестаціонарний смерчеподібний вихор, що стимулює осциляції потоку та охолоджуючого струменя в поперечному напрямку та його розтіканню в заглибленні [6]. Це дозволяє створювати більш рівномірну охолоджуючу плівку, знизити витрату охолоджувача та запобігти відриву потоку. Але гли-

^aivan.severin.m@gmail.com

бокі заглиблення негативно впливають на механічні властивості лопатки.

Тому метою даного дослідження є моделювання впливу глибини напівсферичного заглиблення на відповідний характер течії та ефективність плівкового охолодження в однорядній системі напівсферичних заглиблень.

1. Комп'ютерна модель

Геометрична 3D-модель плівкового охолодження плоскої поверхні з видувом охолоджувача через один ряд напівсферичних заглиблень було виконано в ANSYS Design Manager, схема розташування отворів моделі наведена на рис. 1, модель була створена для типової схеми плівкового охолодження лопатки газової турбіни в масштабі 5:1. Розмірності представлені в табл. 1. Відповідна глибина заглиблення h задавалась в діапазоні 0, 3D (0,96 мм), 0, 4D (1,28 мм), 0, 5D (1,6 мм).



Рис. 1. Геометрична схема моделі

Табл. 1. Розміри геометричної моделі

L	240 мм	Η	34 мм
D	8 мм	d	3,2 MM
α	30 $^{\circ}$	t	9,6 мм
l_1	80 мм	l_2	160 mm

Для виконання CFD-моделювання була використана комбінована розрахункова сітка, побудована за допомогою генератора ANSYS CFD Mesh, яка являє собою комбінацію тетраедральних елементів в області основного потоку, з призматичними елементами в областях згущення (20 шарів) біля твердих стінок, що обмежують канали розрахункової моделі. Значення y^+ не перевищувало 2,0.

Параметри використаної в розрахунках сітки і її розмірності представлені в табл. 2.

Вузлів	441 569
Елементів	$1\ 760\ 829$
Тетрадних елементів	$1 \ 389 \ 201$
Пірамідальних елементів	395
Клиноподібних елементів	$371\ 233$

Тверді межі розрахункової області були задані як адіабатні стінки (q = 0). На бічних поверхнях розрахункової моделі були задані умови симетрії.

Осереднена по Рейнольдсу система рівнянь Нав'є -Стокса вирішувалася для в'язкого теплопровідного газу в стаціонарній постановці задачі з використанням повного рівняння енергії.

На вході для основного потоку задавався рівномірний розподіл швидкості, для вторинного – вирата 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. 3..



Рис. 2. Схема граничних умов та симетрії моделі

вдуву, а м= 2 – потік вдуву бхолоджувача				
Область	№ 1	№ 2		
Середня швидкість, M/c	30	-		
Статична температура, ^{o}C	15	50		
Витрата, $\kappa r/c \ (m=0,5)$	-	$2.95 \cdot 10^{-4}$		
(m = 1, 0)	-	$5.91 \cdot 10^{-4}$		
(m = 1, 5)	-	$8.86 \cdot 10^{-4}$		
(m = 2, 0)	-	$1.18 \cdot 10^{-3}$		
Тиск на виході, Па		101300		

Табл. 3. Грничні умови, де № 1 – Осовний потік вдуву, а № 2 – потік вдуву охолоджувача

Для вибору адекватної моделі турбулентності було розраховану аналогічну однорядну систему напівсферичних заглиблень з кроком між заглибленнями 5*d* для $k - \varepsilon$, $k - \omega$, SST, LRR та SSG моделей турбулентності. На рис. 3 представлені результати тестових розрахунків по середній за перетином ефективності. Тестові розрахунки проводились по експериментальних даних,що представлені в [1]. Відповідно, найкра-



Рис. 3. Верифікація моделі турбулентності з експериментальними даними [1] по середній адіабатичній ефективності плівкового охолодження за перетином

ще описує експеримент $k - \omega$, максимальне відхилення складало 5 %. Тому було обрано саме цю модель турбулентності для подальших моделей.

2. Результати та обговорення

На рис. 5 представлені середні за перетином ефективності плівкового охолодження для параметру вдуву від 0,5 до 2,0 при глибині заглиблення від 0,3D до 0,5D. Також, через відсутність експериментальних даних для даної конфігурації, для порівняння взяті традиційні циліндричні отвори [7] та [8].

При параметрі вдуву рівним 0,5 зміна глибини заглиблення майже не впливає на ефективність плівкового охолодження майже на всій ділянці, окрім початкової. Це пояснюється тим фактом, що при малих параметрах вдуву струмінь охолоджувача, як в традиційній так і в схемі з заглибленнями, тісно прилягає до стінки, при цьому перемішування з основним потоком — мінімальне.

Найбільший приріст середньої ефективності плівкового охолодження маємо при параметрі вдуву m = 1,0 саме для глибини в h/D = 0,5 та h/D = 0,4вона майже однакова, що вказує на ефективну противідривну дію сферичної форми та краще розтікання охолоджувача в поперечному напрямку в порівнянні зі традиційними циліндричними отворами. Що стосується глибини h/D = 0,3, тут можемо помітити чітке відділення від основної групи, що в свою чергу пояснюється наближенням до межі застосування ефекту сферичних заглиблень.

Для параметру вдуву m = 1,5 та глибини h/D = 0,4 характер графіку лишається такий самий, як і в попередньому випадку з глибиною h/D = 0,3 при



Рис. 4. Порівняння характеру ліній току при параметрі вдуву m = 2,0 (вид зі сторони основного потоку)

цьому маємо майже однакову форму середньої ефективності і загальне зниження ефективності. Графіки адіабатичної ефективності від двох глибин майже співпадають і тільки починаючи з x/d > 10 починають суттєво відрізнятися від традиційних заглиблень. Глибина h/D = 0,5 змінила своє значення в межах 3% в порівнянні з меншим параметром вдуву. При параметрі вдуву m = 2,0 спостерігається повне розділення охолодження з певним зниженням для глибин h/D = 0.5 та h/D = 0.5 в середньому на 5 % в порівнянні з минулим випадком і все більше наближення ло традиційної схеми. Де все більше спостерігається відрив потоку, все сильніший вплив вихрових структур, що стимулюють перемішування основного потоку і охолоджувача, що призводить до значного падіння ефективності охолодження.

В напівсферичних заглибленнях за рахунок вихроутворення в середині лунки виникає зона зниженого тиску, що призводить до всмоктування деякої кількості гарячого повітря з прикордонного шару основного



Рис. 5. Порівняння середньої за перетином адіабатичної ефективності плівкового охолодження для глибини 1 - h/D = 0, 3, 2 - h/D = 0, 4, 3 - h/D = 0, 5 з експериментальними даними для традиційної схеми з циліндричними отворами 4 - [7] та 5 - [8]

потоку. Як видно з рис. 4 (в якості ілюстрації було використано лінії току основного потоку біля охолоджуваної поверхні), це призводить до зниження адіабатної ефективності плівкового охолодження на початковій ділянці при збільшенні параметра вдуву.

Висновки

Зважаючи на необхідність використання просторої і водночас ефективної схеми плівкового охолодження, що не зажинала якості до конструкційних матеріалів. Таким чином вдалося виокремити межі застосування кожної глибини заглиблення від параметру вдуву. А саме при m = 0,5 всі глибини показують лиш малою мірою (до 2 %) перевагу над традиційними циліндричний каналами. При m = 1,0 глибини h/D = 0,4 та h/D = 0,5 працюють однаково ефективно, для глибини h/D = 0,3 відзначається падіння ефективності в середньому на 5 %. Для m = 1, 5 такою ж ефективною лишається глибина h/D = 0, 5, a h/D = 0, 3 та h/D = 0,4 відбувається падіння на 3 і 7 % відповідно. При m = 2,0 всі глибини зазнають падіння ефективності і розташовуються майже на еквідістантному рівні одна від одної, h/D = 0, 3 – майже не відрізняється від традиційної схеми.

Перелік використаних джерел

 Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях / А.А. Халатов, И.И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.В. Шевцов // Пром. тепло техника. — 2012. — Т. 34, № 3. — С. 5–12.

- Boyce M.P. Gas Turbine Engineering Handbook. Butterworth Heinemann. Butterworth-Heinemann, 2012. — ISBN: 9780123838421.
- Bunker Ronald S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology // Journal of heat transfer. — 2005. — Vol. 127, no. 4. — P. 441–453.
- Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.G. A filmcooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // Journal of Turbomachinery. — 2011. — Vol. 133, no. 1. — P. 2–11.
- Халатов А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення. Патент України № 47749. — 2004.
- Коваленко Г.В., Халатов А.А. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов // Прикладная гидродинамика. — 2008. — Т. 10(82), № 1. — С. 23–32.
- Eriksen V.L., Goldstein R.J. Heat transfer and film cooling following injection through inclined circular tubes // Journal of heat transfer. — 1974. — Vol. 96, no. 2. — P. 239–245.
- Pedersen D.R., Eckert E.G., Goldstein R.J. Film Cooling With Large Density Differences Between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy // Heat Transfer. — 1977. — Vol. 99(4), no. 1. — P. 620–627.