

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”
ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ФІЗИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

А.А. Халатов

(підпис) (ініціали, прізвище)
“ ”

2015 р.

Дипломна робота

освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр”

з напрямку підготовки 6.040204 «Прикладна Фізика»

на тему «Плівкове охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача в систему поверхневих напівсферичних заглиблень»

Виконав: студент 4 курсу групи ФФ-12

Северін Іван Миколайович

(підпис)

Керівник: ас. каф. ФЕС, н. с. ІТТФ НАН України, к. т. н.

Доник Тетяна Василівна

(підпис)

Рецензент: зав. лаб. ІТТФ НАН України, д.т.н.

Білека Борис Дмитрович

(підпис)

Консультант: м.н.с. ІТТФ НАН України

Безлюдна Марія Володимирівна

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2015

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 66 сторінок, містить 4 таблиці та 41 рисунки. Використано 39 бібліографічних джерел.

Темою роботи є плівкове охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача в систему поверхневих напівсферичних заглиблень.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну і гідродинаміки при плівковому охолодженні плоскої поверхні з подачею вторинного потоку (повітря) в однорядну систему поверхневих заглиблень напівсферичної форми.

Предметом дослідження є фактори, які впливають на ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні і вихрову структуру потоку при подачі охолоджувача в однорядну систему поверхневих заглиблень напівсферичної форми.

Метою даної роботи є дослідження закономірностей та визначення залежностей, що характеризують ефективність та фізичну структуру плівкового охолодження за одним рядом круглих похилих отворів, розташованих в напівсферичних заглибленнях.

В дослідженні використовувалося комп'ютерне моделювання за допомогою програмного пакету ANSYS CFX.

Завдання роботи: розробка комп'ютерної моделі; побудова розрахункової сітки; проведення тестових розрахунків; вибір моделі турбулентності, що якнайкраще описує плівкове охолодження; розрахунок ефективності плівкового охолодження; аналіз фізичної структури потоку, при досліджуваних умовах.

Робота зроблена згідно з темою «Нові термодинамічні цикли та схеми завісного охолодження високотемпературних енергетичних установок» відділу цільової підготовки НТУ «КПІ» НАН України.

В результаті дослідження були отримані наступні результати:

- 1) Побудовано модель для проведення розрахунків плівкового охолодження при подачі охолоджувача через один ряд похилих отворів в напівсферичних поглибленнях.
- 2) Зроблені тестові розрахунки з використанням чотирьох моделей турбулентності ($k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$, $k - \omega$, SST). Тестування проведено для традиційної однорядної системи нахилених циліндричних отворів на основі даних наявних в літературі, вибрана SST модель турбулентності.
- 3) Виконано комп'ютерне моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача через один ряд нахилених в діапазоні зміни параметру вдуву від 0,5 до 2,0. Моделювання показало, що середня ефективність плівкового охолодження за одним рядом отворів в напівсферичних поглибленнях показали зростальну залежність від параметру вдуву.
- 4) Порівняння з традиційною схемою показало, що використання отворів з напівсферичними поглибленнями дає можливість підвищити середню по поверхні ефективність плівкового охолодження від 1,72 до 3,15 рази в залежності від параметру вдуву.
- 5) Завдяки аналізу результатів комп'ютерного моделювання встановлено, що причинами збільшення ефективності є розтікання охолоджувача в заглибленні і відсутність відриву струменя від поверхні.

Ключові слова: плівкове охолодження, адіабатична ефективність, напівсферичні заглиблення, комп'ютерне моделювання.

SUMMARY

Explanatory note of thesis contains 66 pages 4 tables and 41 figures with 39 names of bibliographic sources.

The theme of this work is the efficiency of film cooling of the flat plate while the coolant supplies through hemispherical dimples arranged in the surface.

Object of study is the processes of heat exchange and hydrodynamics in the film cooling of flat surface with the filing one-row system of hemispherical dimples with the secondary flow (air).

The subject of the study is factors that make influence on the efficiency of film cooling of flat surface and vortex structure of flow of the coolant, which supplies in the one-row system of hemispherical dimples.

The purpose of this work is to study the patterns and determine dependences, which characterize the physical structure and the efficiency of film cooling on a one row of slanted round holes placed in the hemispherical dimples.

Research Methods — in solving problems defined above we used experimental methods and computer simulation using the software package ANSYS CFX.

The challenge is the building a computer model; the construction of the settlement grid; test calculations; the choice of turbulence model that best describes the film cooling; calculation of the efficiency of film cooling and analysis of the physics structure of flow for researched conditions.

This work was done in accordance with the the theme "New thermodynamic cycles and screen cooling circuits of high temperature power plant "targeted training department of NTU "KPI "NAS of Ukraine.

The research gave us the following results:

- 1) We created the computer model for film cooling, Where coolant is being supplied through one row of slanted holes in hemispherical dimples.

- 2) We tested four groups of RANS turbulence models($k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$, $k - \omega$, SST) to enable simulation of film cooling. Testing was done for one row of cylindrical holes, parameters of which were based on data from bibliographic sources. The SST turbulence model was chosen by the results of test calculations for modeling these cylindrical holes.
- 3) Computer modeling of film cooling was executed for the case, when the coolant was supplying through one row of slanted holes in hemispherical dimples in the range of blowing ratio from 0,5 to 2,0 showed that average efficiency of film cooling has grow dependence from blowing ratio.
- 4) Comparison of the efficiency of film cooling of holes in a row of hemispherical dimples and traditional cylindrical holes showed that the use of holes in hemispherical dimples gives us a possibility to increase the efficiency of film cooling from 1,72 to 3,15 times, depending on the parameters of blowing.
- 5) Through the analysis of the results of computer modeling we found that spreading of the coolant in the dimple and the absence of separation of the flow from the surface is the source of increasing of cooling efficiency.

Key words: film cooling, adiabatic efficiency, hemispherical dimples, computer modeling.

ЗМІСТ

Перелік умовних скорочень	10
Вступ.	11
Розділ 1 Огляд літератури	12
1.1 Тенденції росту температури ГТУ	12
1.2 Типи систем охолодження лопаток газових турбін	14
1.3 Традиційні методи організації плівкового охолодження	16
1.3.1 Видув охолоджувача через суцільну щілину	19
1.3.2 Видув охолоджувача через дискретні отвори	21
1.4 Перспективні схеми плівкового охолодження	23
1.4.1 Розташування отворів під складним кутом до поверхні	23
1.4.2 Профільовані отвори	25
1.4.3 Отвори в «кратерах»	27
1.4.4 Отвори в «траншеї»	30
1.4.5 Напівсферичні заглиблення	32
1.5 Постановка задачі дослідження	35
Розділ 2 Комп'ютерна модель	37
2.1 Вибір програмного пакету	38
2.2 Моделі турбулентності	39
2.2.1 Модель турбулентності $k - \varepsilon$	39
2.2.2 RNG $k - \varepsilon$ модель турбулентності	41
2.2.3 Модель турбулентності $k - \omega$	42
2.2.4 Модель турбулентності SST	43
2.3 Точність CFD-розрахунків	44
2.4 Геометрична модель	45
2.5 Розрахункова сітка	46
2.6 Граничні умови	48

Розділ 3	Результати моделювання	51
3.1	Тестові розрахунки моделі з циліндричними заглибленнями .	51
3.2	Моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача в один ряд напівсферичних заглиблень	55
3.2.1	Середня ефективність плівкового охолодження	55
3.2.2	Поля ефективності	58
	Висновки	61
	Список використаних джерел	62
	Додаток А	66

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

Латинські скорочення:

MAX — максимальне відхилення; RANS — (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations) середні за Рейнольдсом рівняння руху Нав'є–Стокса;

RMS — (root mean square) середньо квадратичне відхилення;

RNG — re-normalization group.

Кириличні скорочення:

ГТД— газотурбінний двигун;

ГТУ — газотурбінна установка.

Латинські позначення:

D — діаметр напівсферичного поглиблення на поверхні пластини, [м];

d — діаметр отвору для подачі охолоджувача, [м];

h — глибина поглиблення, [м];

$m = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_1 W_1}$ — параметр вдуву;

t — відстань між заглибленнями, [м];

$y^+ = \rho \frac{y u_\tau}{\mu}$ — безрозмірна відстань від стінки.

Грецькі позначення:

α — кут нахилу отворів до поверхні, що захищається, [°];

$\eta = \frac{T_1 - T_{aw}}{T_1 - T_2}$ — локальна ефективність плівкового охолодження;

$\bar{\eta}$ — середня по ширині пластини ефективність плівкового охолодження;

$\bar{\bar{\eta}}$ — середня по поверхні пластини ефективність плівкового охолодження;

μ_t — турбулентна в'язкість, [Па · с].

Індекси:

1 — основний потік;

2 — вторинний потік;

aw — адіабатна стінка.

ВСТУП

Добре відомо, що коефіцієнт корисної дії газової турбіни сильно залежить від температури на вході в турбіну. В сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла на виході із камери згоряння досягає 1800-2200 К, що виходить за межі робочих температур конструкційних матеріалів лопатки.

Таким чином, щоб підтримувати прийнятний термін служби і стандарти безпеки, структурні елементи повинні бути захищені від термічної дії навколишнього середовища. Це вимагає ефективної системи охолодження. Однією із невід'ємних складових перших ступенях високотемпературних газотурбінних установок (ГТУ) є плівкове охолодження.

При плівковому охолодженні повітря, що відбирають безпосередньо з компресора, вводять в прикордонний шар. При значних витратах охолоджувача використання даного методу призводить до термодинамічних втрат, які можуть перевищити користь від плівкового охолодження [1].

Для забезпечення вищої ефективності використовують альтернативні схеми (видув охолоджувача через профільовані канали, кратери, траншеї, анти-вихрові системи видуву та ін.). На даний момент найперспективнішою схемою вважають отвори «віялової» форми [2], 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.

В роботі представлено комп'ютерне моделювання альтернативної схеми плівкового охолодження плоскої пластини, де охолоджувач подається через один ряд отворів ($d = 3,2$ мм) в напівсферичних заглибленнях, розташованих з поперечним кроком $t = 3d$.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Тенденції росту температури ГТУ

Газотурбінні двигуни (ГТД) широко використовуються в авіації, суднобудуванні, енергетиці, газовій та хімічній промисловості. Сучасні ГТД мають високий коефіцієнт корисної дії (ККД), великий строк служби та надійні в експлуатації. По таким показникам як прийомистість (час від запуску до виходу на усталений режим роботи) та одинична потужність (потужність одного агрегату) газотурбінні двигуни перевищують всі інші типи теплових машин. Дякуючи унікальним масо-габаритним характеристикам вони не мають альтернативи в авіації і знаходять широке застосування в промисловості [3].

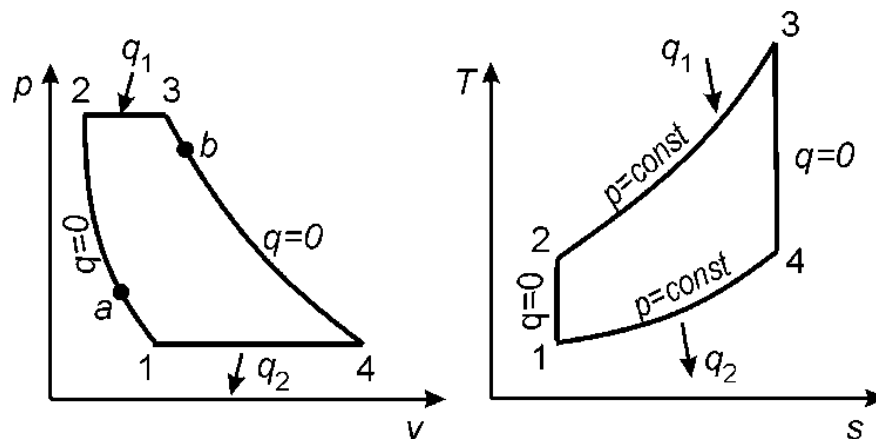


Рис. 1.1. Термодинамічний цикл Брайтона в $P - V$ та $T - S$ координатах [4]

Більшість газотурбінних двигунів працюють за циклом Брайтона (рис. 1.1), ККД котрого розраховується за формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.1)$$

по декілька рядів уздовж передньої кромки, на спинці або кориті лопатки (рис. 1.4 в),

- 4) *Пористий поясок* (Transpiration cooling) цей метод базується на плівковому охолодженні, але на відміну від традиційного плівкового охолодження подача охолоджувача здійснюється через смужку пористого матеріалу. Охолоджуюче повітря пропускають через ці пори, утворюється рівномірна плівка. Завдяки маленькому розміру пор і рівномірному їх розташуванню по поверхні, утворюється більш рівномірна плівка, але лопатки з такими системами охолодження мають менший строк служби (рис. 1.4 г),
- 5) *Охолодження парою/водою* (Steam/Water cooling) пара проходить через ряд трубок, вбудованих в вершині лопаток, у вигляді пари, щоб забезпечити охолодження. Цей метод зберігає температуру кромки металу нижче $538\text{ }^{\circ}\text{C}$. У багатьох випадках, пар відбирається після ділянки високого тиску парової турбіни комбінованого циклу електростанції і направляється на охолодження газової турбіни, відібравши тепло пара знову направляється в парову турбіну, де знову виконує роботу. Це дуже ефективна схема охолодження і підтримує температуру поверхні металу нижче $649\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

Для забезпечення температури стінки на рівні робочих температур сплавів, з яких виготовляються лопатки, на перших ступенях разом з конвективним охолодженням використовують зовнішнє (плівкове) охолодження.

1.3 Традиційні методи організації плівкового охолодження

При плівковому охолодженні зміна температури поблизу стінки з боку гарячого газу забезпечується за рахунок випуску охолоджувача через отвори

на поверхні, що захищається. Таким чином створюється захисна плівка. Існує велика кількість різних способів організації подачі охолоджувача. Серед них виділяють основні (рис. 1.5):

- Суцільна щілина (рис. 1.5 а),
- Пористий поясок (рис. 1.5 б),
- Ряди похилих циліндричних отворів (рис. 1.5 в),
- Плівкове охолодження за ділянкою теплообміну (рис. 1.5 г).

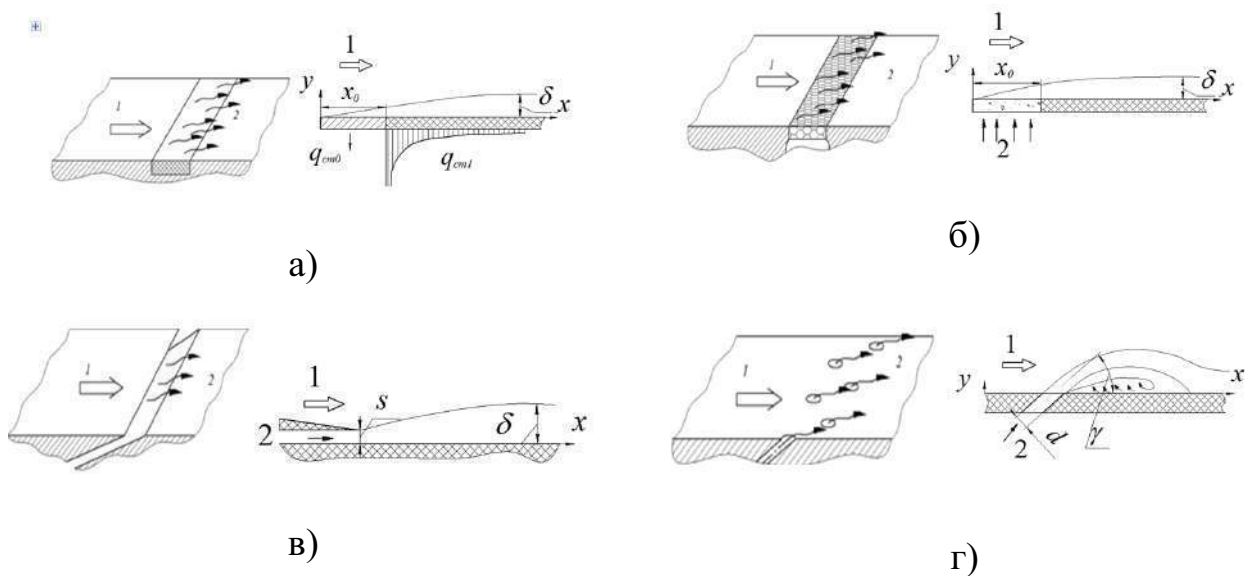


Рис. 1.5. Традиційні методи плівкового охолодження, а — за охолоджуваною ділянкою, б — пористий поясок, в — суцільна щілина, г — ряд похилих циліндричних отворів; 1 — основний потік, 2 — охолоджувач

В схемах з подачею охолоджувача через пористий поясок (рис. 1.5 б) і при інтенсивному охолодженні початкової ділянки (рис. 1.5 а) випуск охолоджувача (охолодження) здійснюється на початковій ділянці. За ділянкою формується прикордонний шар газу з температурою нижче температури основного потоку. У цих схемах плівка створюється по всій ширині ділянки, що захищається.

До конфігурацій з випуском охолоджувача по всій ширині ділянки, що захищається, також відносять суцільну щілину (рис. 1.5 в). Розрізняють тангенціальну, нормальну і розташовану під кутом до поверхні щілину.

При дослідженні профілів швидкості за тангенціальною щілиною склалася класична схема течії, в якій виділяються три характерні ділянки (рис. 1.6). На початковій ділянці 1 зі стінкою контактує тільки охолоджувач. Тепловий і динамічний прикордонні шари вважаються подібними. На ділянці 2 відбувається змішування гарячого газу з основним потоком. На ділянці 3 подібність теплового і динамічного прикордонних шарів порушується, профілі поздовжньої компоненти швидкості біля стінки подібні з профілями швидкості в розвиненому прикордонному шарі. Представлена вище схе-

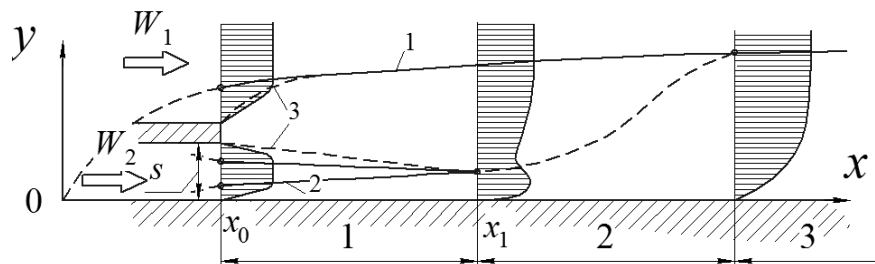


Рис. 1.6. Класична схема течії при подачі охолоджувача через тангенціальну щілину, де 1 — початкова ділянка, 2 — ділянка стабілізації, 3 — ділянка розвиненої турбулентної течії

ма течії характерна для випадків подачі охолоджувача, представлених на рис. 1.5 а-в.

Для розрахунків систем охолодження важливо значення щільності теплового потоку до стінки, яка визначається по залежності, запропонованої в [6]:

$$q = \alpha_f(T_{aw} - T_w), \quad (1.3)$$

де α_f — коефіцієнт тепловіддачі при плівковому охолодженні, T_w — температура стінки лопатки (задається умовами міцності матеріалів), T_{aw} — температура адіабатичної стінки.

Основною характеристикою плівкового охолодження є адіабатична ефективність плівкового охолодження. Це безрозмірна температура адіабатною стінки, обумовлена рівнянням :

$$\eta = \frac{T_1 - T_{aw}}{T_1 - T_2}, \quad (1.4)$$

де T_1 — температура основного потоку; T_2 — температура вторинного потоку; T_{aw} — температура адіабатичної стінки. Для визначення зміни ефективності плівкового охолодження по довжині проводяться експериментальні дослідження.

Коефіцієнт тепловіддачі визначається з відношення коефіцієнтів тепловіддачі при плівковому охолодженні і без нього α_f/α_0 , який проставлений в роботах [7–9]. В роботі [10] запропонований метод для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при вдуві охолоджувача через низку круглих похилих отворів.

Для оцінки гідродинамічних параметрів основного і вторинного потоків використовують параметр вдуву:

$$m = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_1 W_1}, \quad (1.5)$$

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

1.3.1 Видув охолоджувача через суцільну щілину

Існує велика кількість робіт присвячених експериментальному дослідженню середньої ефективності плівкового охолодження. На підставі цих

досліджень розроблені залежності для розрахунку ефективності плівкового охолодження.

Перша широко відома робота з дослідження ефективності плівкового охолодження була виконана Вігхардтом [11]. Досліджувалася щілина, розташована під кутом 30° до поверхні пластини. Отримано рівняння для умов $m < 1, x/s > 100$:

$$\bar{\eta} = 21,8 \left(\frac{x}{ms} \right)^{-0,8}, \quad (1.6)$$

де s — висота щілини (рис. 1.5 в).

Ефективність плівкового охолодження за тангенціальною щілиною, визначається залежністю, представленою в роботі [12]:

$$\bar{\eta} = 25m^{0,4} \left(\frac{x}{ms} \right)^{-0,8} \quad (1.7)$$

В роботі [13] було виконано експериментальне дослідження і отримано рівняння для щілин різних форм

$$\bar{\eta} = 5,7Pr^{\frac{2}{3}} \frac{C_{p1}}{C_{p2}} \xi^{\frac{4}{5}}, \quad (1.8)$$

де $\xi = \frac{x}{ms} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} Re_s \right)^{-0,25}$, Re_s — критерій Рейнольдса, визначений по висоті щілини s , μ — динамічна в'язкість, а індекси 1 та 2 відповідають параметрам основного потоку та охолоджувача.

В роботі [14] вдув охолоджувача, розглядається як лінійний стік теплоти, а по всій довжині плівки її структура відповідає моделі турбулентного примежового шару, що розвивається від зрізу щілини. З урахуванням цих та деяких інших припущень отримана залежність для ефективності плівкового охолодження при вдуві через тангенціальну щілину

$$\bar{\eta}_{x \rightarrow \infty} \rightarrow 3,1Re_s^{0,2} \left(\frac{W_{1x}}{W_{2s}} \right)^{-0,8} \quad (1.9)$$

діаметр отвору; n — число рядів отворів в напрямку основного потоку; t/d — відносний крок отворів уздовж ряду. Суцільна еквівалентна щілина має ту ж площу живого перерізу, кут нахилу і режимні характеристики вдуву, що і відповідна їй система отворів.

В роботі [19] досліджувалася ефективність плівкового охолодження при вдуві через два ряди дискретних отворів, розташованих в шаховому порядку під кутом 20 і 40° до поверхні. Запропоновано ефективність плівкового охолодження для дискретних отворів в першому наближенні розраховувати за формулою (1.10), при цьому дискретність враховували за допомогою поправки $\eta_d = 0,714\eta_{щ}$.

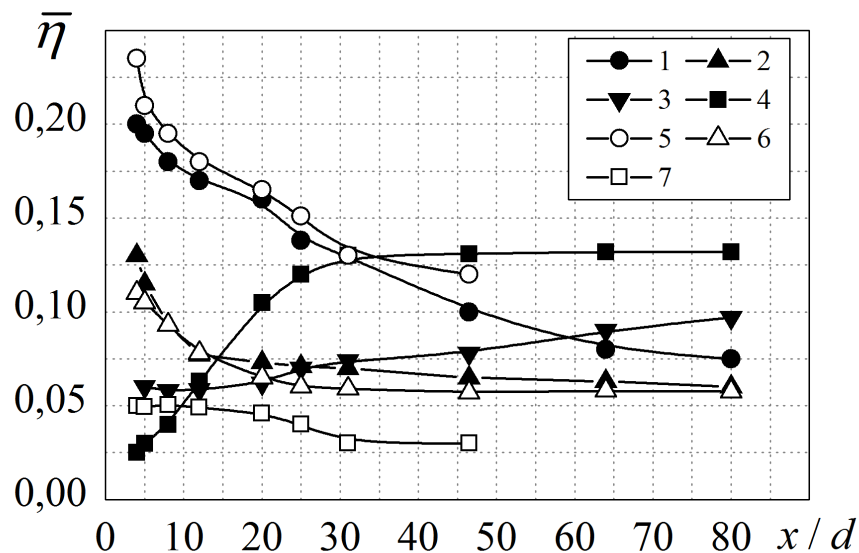


Рис. 1.8. Середня ефективність плівкового охолодження [20] при вдуві через ряд круглих отворів, розташованих під кутом $\gamma = 35^\circ$, 1 — $m = 0,5$; 2 — $m = 1,0$, 3 — $m = 1,5$; 4 — $m = 2,0$; при вдуві через одиничний похилий круглий отвір, розташований під кутом $\gamma = 35^\circ$: 5 — $m = 0,5$; 6 — $m = 1,0$; 7 — $m = 1,5$

На рис. 1.8 представлено порівняння середньої по поверхні ефективності плівкового охолодження при випуску охолоджувача через один ряд отворів і одиничний отвір. При низьких параметрах вдуву $m < 1$ взаємодія

струменів відсутня, і $\bar{\eta}$ за рядом і одиничним отвором мало відрізняється. При цьому біля отвору ефективність висока, але швидко знижується вниз по потоку. Для $m = 1,5$ ефективність за рядом на всій експериментальній ділянці вище, ніж за одиничним отвором. При $m = 2,0$, у разі вдуву охолоджувача через ряд отворів, поблизу області вдуву відбувається зниження ефективності через відрив струменя від охолоджуваної поверхні, вниз по потоку вона зростає, тому що основний потік притискає струмінь до стінки. Для одиничного отвору, при настільки високих параметрах вдуву ефективність мала, і на всій ділянці не перевищує 0,05. Для ряду отворів на відстані від області вдуву значення ефективності вище, ніж при $m = 0,5$.

1.4 Перспективні схеми плівкового охолодження

Для того щоб наблизити адіабатичну ефективність ряду отворів до ефективності суцільної щілини, тобто максимально розподілити охолоджувач в поперечному напрямку і зменшити перемішування з основним потоком застосовують наступні рішення:

- Розташування отворів під складним кутом до основного потоку,
- Отвори профільованої форми,
- Отвори в кратерах,
- Отвори в траншеї,
- Напівсферичні заглиблення.

1.4.1 Розташування отворів під складним кутом до поверхні

Одним з методів підвищення ефективності плівкового охолодження за допомогою одного або декількох рядів циліндричних отворів є їх розташування під складним кутом (рис 1.9), коли вісь отвору нахилена як до

площини XZ, так і до площини XY. Напрямок потоку під складним кутом порушує симетрію парного вихору, і призводить до його ослаблення.

Як зазначається в [13], розташування отворів під складним кутом ускладнює проникнення струменя охолоджувача в основний потік, і, тим самим, підвищує ефективність охолодження і покращує покриття поверхні.

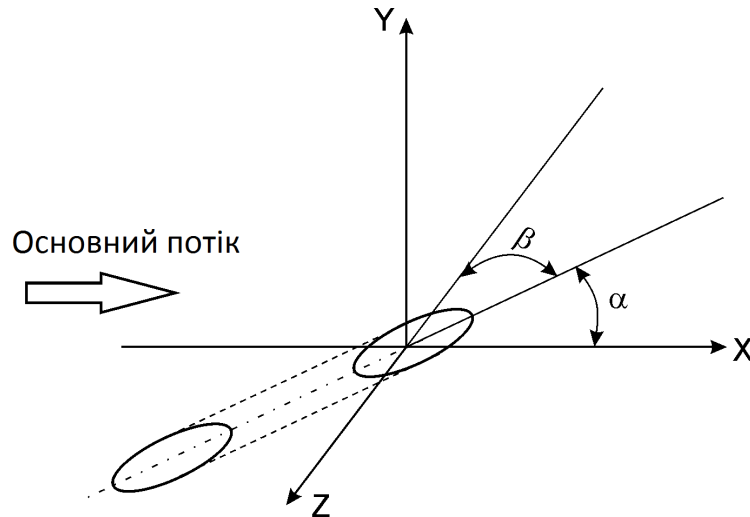


Рис. 1.9. Схема отвору під складним кутом

В [21] представлені результати детального порівняльного експериментального дослідження плівкового охолодження за допомогою аксіальних рядів отворів і під складними кутами. Дослідження проведені на моделі лопатки (на стороні розрідження). Рівень турбулентності основного потоку змінювався від 1 до 3,9%, відносна товщина прилежого шару δ/d в районі отворів дорівнювала 0,56. Аксіальні отвори були виконані під кутом 30° до поверхні, для отворів під складним кутом вертикальний і поперечний кути становили 45° , відносний крок розташування отворів t/d становив 5,55.

На рис. (1.10 а) показано поздовжній розподіл середньої по ширині ефективності плівкового охолодження. Як видно з рисунка, розташування отворів під складним кутом, значно (в 1,5... 2,5 рази) підвищує значення на початковій ділянці, а при $x/d > 5$ перевищення становить 1,4 рази.

На рис. (1.10 б) показана залежність середньої по поверхні ефективності плівкового охолодження в діапазоні $(0 < x/d < 30)$. Як видно з рисунку,

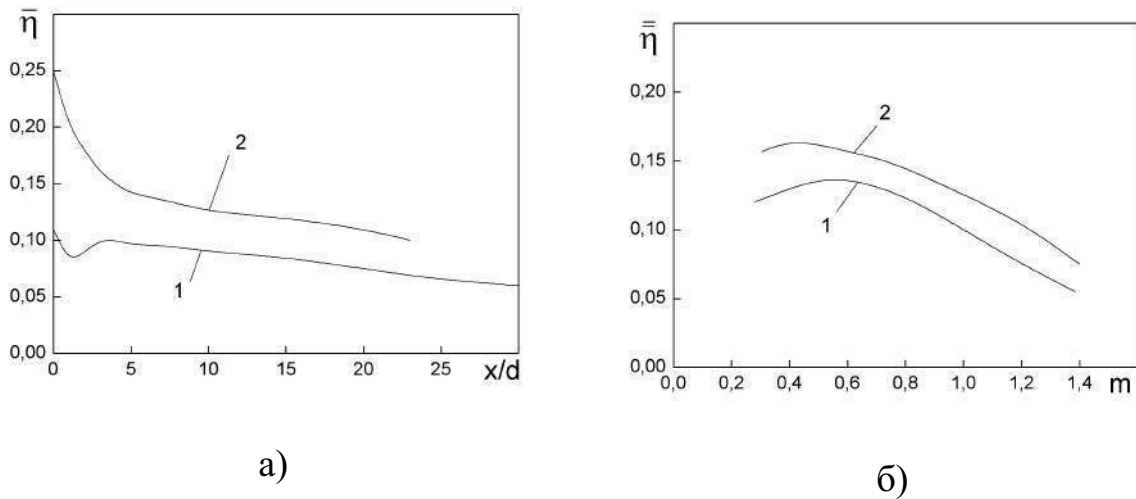


Рис. 1.10. Порівняння поздовжнього розподілу середньої по ширині (а) та по поверхні (б) ефективності плівкового охолодження при $m = 1$ за даними [21], 1, 2 — відповідно аксіальні отвори і отвори під складним кутом максимум ефективності відповідає $\eta \approx 0,5$ для обох конфігурацій, однак для отворів під складним кутом ефективність вище. Порівняння даних, отриманих на криволінійній поверхні, з даними, отриманими для плоскої поверхні плівкою, показало незначну відмінність, автори пояснюють це незначною кривизною поверхні в районі вимірювань.

1.4.2 Профільовані отвори

Одним з напрямків підвищення ефективності плівкового охолодження за допомогою рядів отворів є надання отворам профільованої форми. Це дозволяє знизити швидкість охолоджувача на виході з отвору за рахунок збільшення вихідного перетину, а також розширити струмінь у поперечному напрямку, і тим самим значно підвищити ефективність плівкового охолодження і поліпшити покриття поверхні. Досліджено достатню кількість варіантів форми профільованих отворів, основні з яких показані на рис. 1.11.

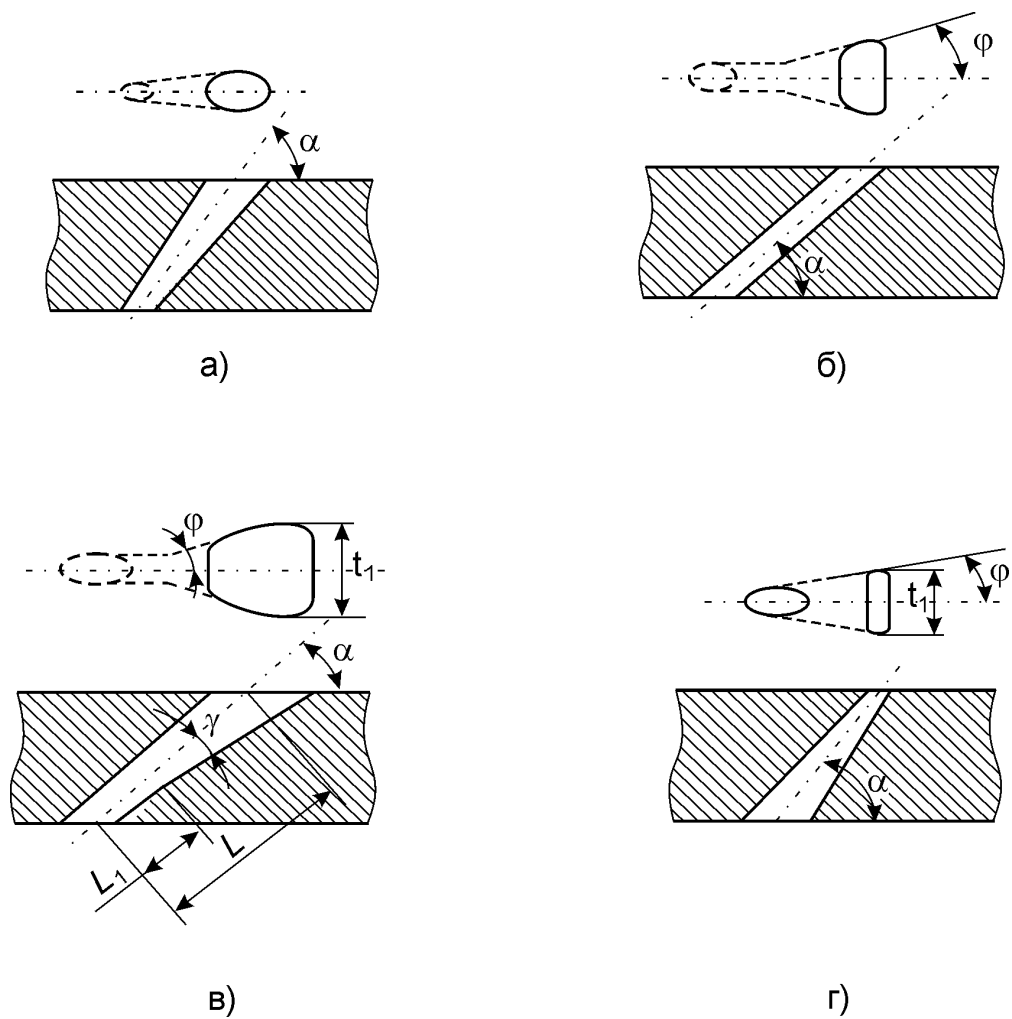


Рис. 1.11. Види профільованих отворів: а — конічний дифузор; б — отвір «віялової» форми; в — «віяловий» отвір з розширенням у вертикальній площині; г — консольний отвір

Порівняння двох типів отворів (рис. 1.12) показало істотне збільшення ефективності плівкового охолодження через профільовані отвори в порівнянні з циліндричними, для яких при великих параметрах вдуву ($m > 0,5$), внаслідок відриву струменя, ефективність різко знижується. Особливо це розходження (майже в 3 рази) проявляється на початковій ділянці вдуву.

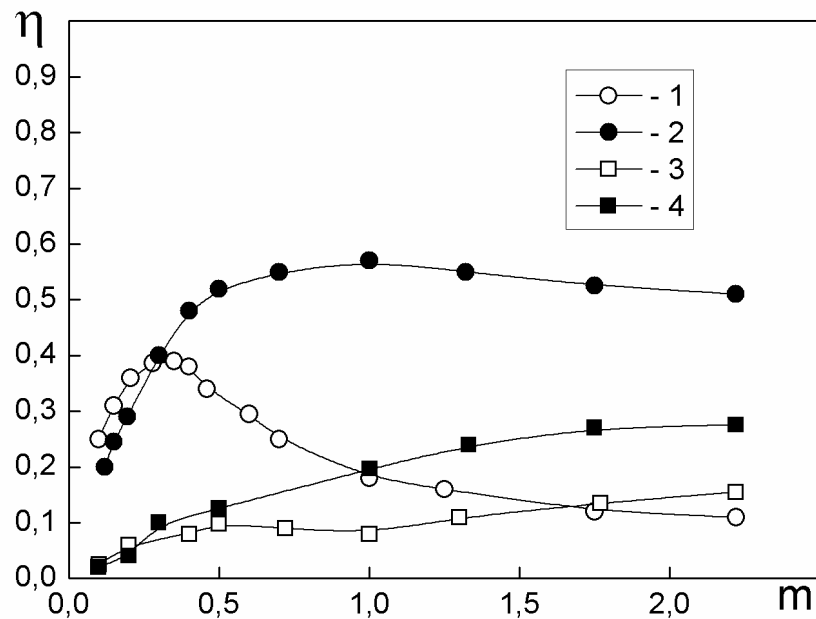


Рис. 1.12. Ефективність плівкового охолодження на лінії для отворів «віялової» форми, що проходить через центр отвору, залежно від параметра вдуву, за даними роботи [13]; 1,3 — циліндричні отвори; 2,4 — отвори профільованої форми; 1,2 — $x/d = 6,7$; 3,4 — $x/d = 82,7$

1.4.3 Отвори в «кратерах»

Незважаючи на високу ефективність плівкового охолодження і хороше покриття поверхні за допомогою ряду отворів «віялової» форми, у даній конфігурації є основний недолік — складна і дорога технологія виготовлення. Тому проводиться постійний пошук нових, більш простих технічних рішень, заснованих на організації виходу охолоджувача в заглиблення простої геометричної форми, яка має більш просту і дешеву технологію виготовлення, наприклад, в покритті лопатки, і не буде знижувати її міцність.

Першим прикладом даного підходу є патент США [22], в якому пропонується організувати вихід охолоджувача з отвору в порожнину, виконану у вигляді кратеру циліндричної форми (рис. 1.13). Цей винахід засновано на

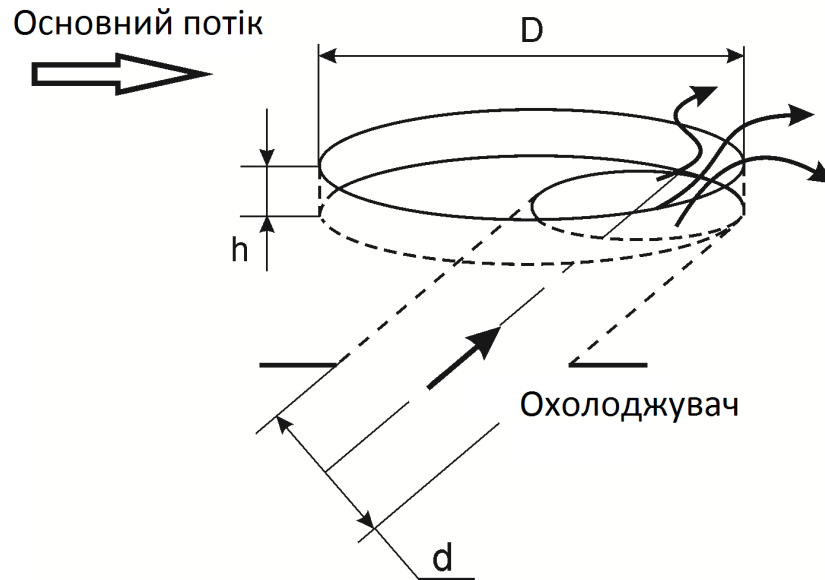


Рис. 1.13. Схема отвору в кратері

відкритті, що раптова розбивка течії призводить до поліпшення охолодження. Як відзначають автори, для них виявилось сюрпризом, що охолоджувач залишався в більш повному контакті з охолоджуваною поверхнею в порівнянні з отворами без кратерів. Нахил отворів в даному винаході пропонується таким же, як у традиційних рішеннях, щільність розташування на поверхні — від 1 до 30 отворів на квадратний сантиметр. Були заявлені два основних співвідношення геометричних параметрів — глибина кратеру від 10 до 500% від діаметра отвору, і його площа в плані від 200 до 400% від площі отвору в плані.

Запропоновано також розміри кратерів стосовно до використання в камері згоряння: глибина від 0,125 мм до 2,5 мм, переважно від 0,25 мм до 0,75 мм. Пропонується технологія виготовлення основного отвору — лазерне свердління, для кратеру — звичайне свердління, електроерозійна технологія чи свердління водяним струменем. У винаході наголошується, що важливим фактором є зміщення центру вихідного отвору по відношенню до центру кратеру, яке дає не слабе розмиття, а повне руйнування струменя. Бокова

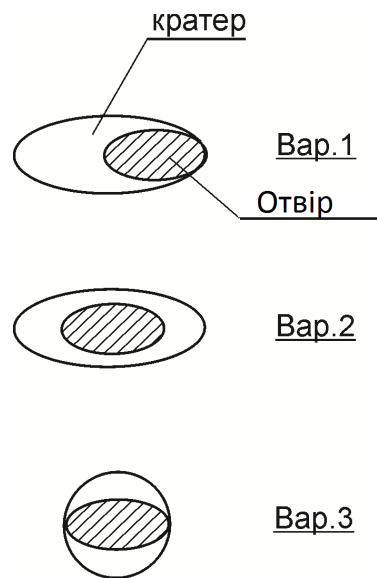


Рис. 1.14. Варіанти отворів в кратерах [23] (еліптична форма вихідного отвору обумовлена його нахилом до поверхні)

стінка кратеру не обов'язково повинна бути перпендикулярна поверхні, а форма кратеру може бути неправильною.

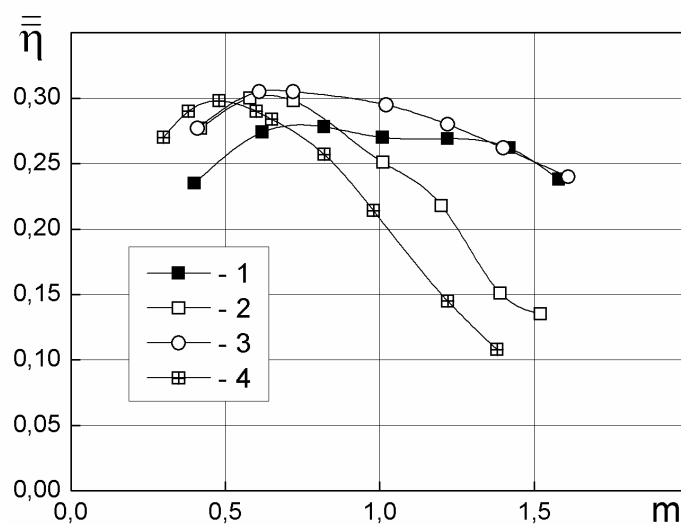


Рис. 1.15. Залежність середньої по поверхні ($0 \leq x/d \leq 22$) ефективності плівкового охолодження від параметра вдуву; 1 – 3 кратери, відповідно конфігурації 1 – 3 на рис. 1.14, 4 – базова конфігурація, отвори без заглиблень

Порівняння в [23] кратерної, траншейної і базової (система отворів без заглиблень) конфігурацій показані на рис. 1.15 Як видно з рисунка, в порів-

нянні з базовим варіантом (ряд отворів без заглиблень) використання кратера на виході з отвору дозволяє підняти рівень ефективності практично в 2 рази. Причому серед кратерних конфігурацій найкращі показники по ефективності отримані для круглої форми кратеру (вар. 3, лінія 3 на рис. 1.15).

1.4.4 Отвори в «траншеї»

В роботі [24] в результаті дослідження поля швидкостей і перемішування струменів з ряду отворів, що знаходяться в траншеї (рис. 1.16), було показано, що наявність траншеї призводить до більш рівномірного по ширині профілю швидкості газу, що видувається. Траншея дозволяє охолоджувачу перед виходом в основний потік розподілитися по ширині, і на відміну від випадку без траншеї, збільшити площу охоплення поверхні. Крім того, внаслідок зниження швидкості, зростає значення параметра вдуву, при якому струмінь відривається від поверхні.

«Траншейна» конфігурація плівкового охолодження захищена патентом [25]. Як наголошується в даному винаході, технологічно траншея може бути виконана повністю в матеріалі покриття, тобто її глибина відповідає товщині захисного покриття лопатки. Можна також частину траншеї виконувати в основному матеріалі. Як прототип автори посилаються на заявку винаходу [22]. У патенті заявлені наступні основні параметри: бічні стінки траншеї перпендикулярні поверхні, що захищається; глибина траншеї менше діаметра отвору; діаметр отвору на виході більше 0,75 мм, глибина траншеї менше 0,75 мм; ширина щілини становить 100...250% розміру отвору на виході; центральна лінія отворів розташована приблизно посередині щілини. Як зазначається у винаході, при застосуванні траншейної конфігурації ефективність плівкового охолодження зросла на 35% порівняно з рядом отворів без траншеї.

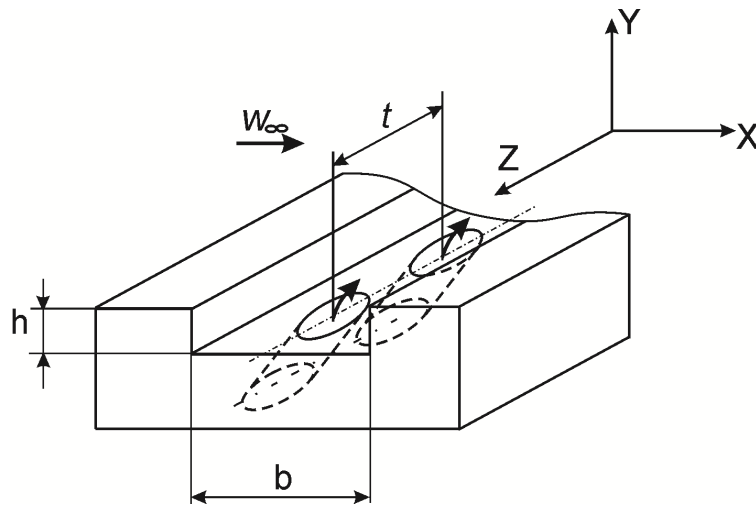


Рис. 1.16. Схема поперечно орієнтованих отворів в траншеї [26]

На рис. 1.17 показано порівняння даних по ефективності, отриманих в [26]. Як видно з рисунка, дані по ефективності радіальних отворів в глибокій траншеї (на лінії, що проходить посередині між отворами в центрі ряду) приблизно збігаються з даними для ефективності ряду поздовжньо орієнтованих отворів без траншеї (по лінії, що проходить через центр отвору). Це свідчить про краще покритті поверхні при використанні радіальних отворів, оскільки для поздовжньо орієнтованих отворів ефективність на лінії між отворами істотно знижується.

Необхідно також зазначити, що при поперечній орієнтації отворів у траншеї витрата охолоджувача перерозподіляється в напрямку осі Y (рис. 1.16), таким чином, що в одній стороні ряду ефективність зростає, а в іншій — відповідно знижується. У разі поперечно орієнтованих отворів без траншеї має місце рівномірність ефективності по ширині пластини.

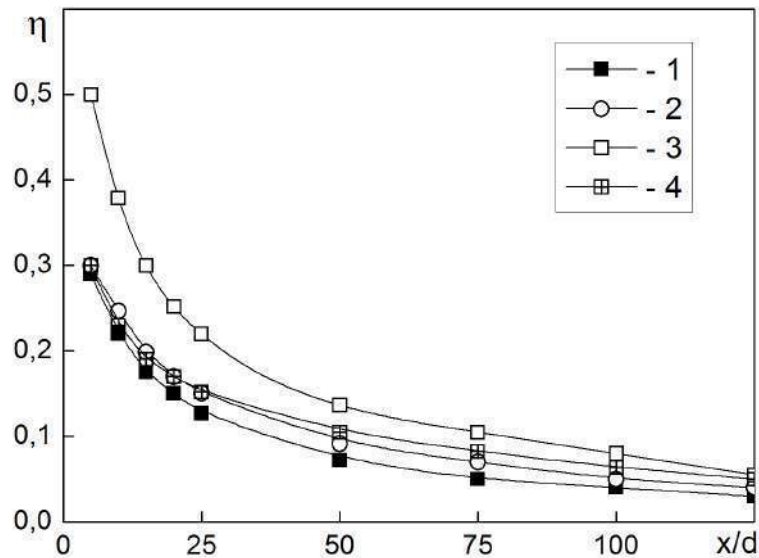


Рис. 1.17. Ефективність плівкового охолодження за даними [26], де 1,2 — ряд поперечно спрямованих отворів в «глибокій» ($h/d = 3$) траншеї, відповідно $b/d = 1,5$, $2 < m < 4$ і $b/d = 1,13$, $1 < m < 4$ дані для лінії, що проходить посередині між отворами в центрі ряду; 3 — ряд поздовжньо спрямованих отворів в «дрібній» ($h/d = 0,43$) траншеї, ($b/d = 2$), дані для лінії, що проходить через центр отвору, $m = 1$; 4 — ряд поздовжньо спрямованих отворів без траншеї, $m \approx 1$, дані для лінії, що проходить через центр отвору

1.4.5 Напівсферичні заглиблення

У патенті [27] запропонована нова конфігурація плівкового охолодження з подачею охолоджувача в напівсферичні заглиблення. В роботі [28] представлені перші результати експериментального дослідження плівкового охолодження через отвори в напівсферичних заглибленнях (рис. 1.18), виконана візуалізація потоку. Досліджено три кута нахилу отворів: 30° , 60° , 90° . Діаметр отвору вдуву d становив 5 мм, діаметр заглиблення $D = 30$ мм, досліджувався один ряд отворів з кроком D , центр отвору вдуву співпадав центром напівсферичного заглиблення. Критерій Рейнольдса визначався

по довжині пластини і становив $Re_x = 1,1 \dots 6,5 \cdot 10^6$, параметр вдуву — $m = 0,25 \dots 0,75$.

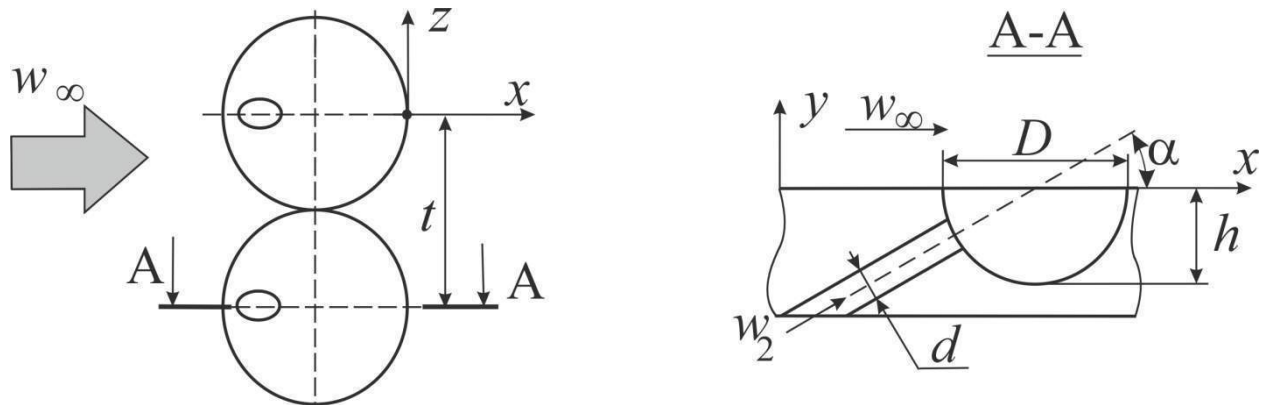


Рис. 1.18. Отвори в напівсферичних заглибленнях

На рис. 1.19 представлено відношення локальної ефективності плівкового охолодження при вдуві в напівсферичні заглиблення з параметром вдуву $m = 0,5$. Розташування отворів в напівсферичних заглибленнях дає підвищення ефективності охолодження по всій ширині пластини. Найбільший приріст спостерігається при $x/d = 5 \dots 18$, $z/d = 2,0$ і $3,0$ (в $1,5 - 1,8$ разів), завдяки розтіканню охолоджувача в поперечному напрямку. Виконане дослідження дозволило зробити важливий висновок, що подача охолоджуючого повітря через отвори в напівсферичних заглибленнях дозволяє при певних режимних та геометричних параметрах отримати більш високу ефективність охолодження і більш рівномірну плівку охолоджувача, ніж при вдуві через стандартні циліндричні отвори. У роботі [29] була проведена обробка та систематизація раніше опублікованих робіт, яка показала, що в залежності від глибини сферичного заглиблення h/D і критерію Рейнольдса Re_D , побудованого за швидкістю зовнішньої течії і діаметру заглиблення D , в сферичному заглибленні існують кілька характерних режимів течії (рис. 1.20). Область N — плавне обтікання заглиблення, зона HS — парний вихор в заглибленні, зона R — осцилюючий вихор в заглибленні. В області $h/D = 0,10$ і менше, всередині сферичного заглиблення формується об'ємно-вихровий характер флуктуації потоку в заглибленні [30].

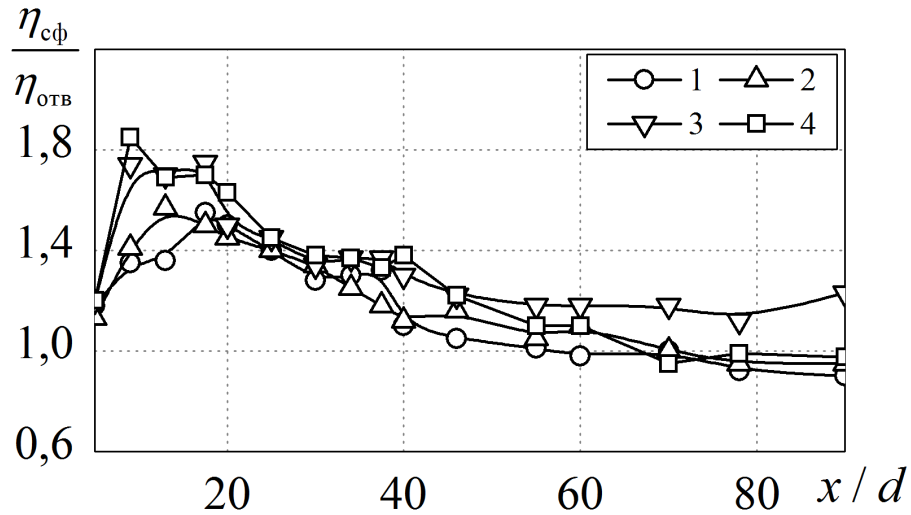


Рис. 1.19. Відносна ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача через напівсферичні заглиблення [28] при $m = 0,5$, куті $\alpha = 30^\circ$; 1 — $z/d = 0,0$ (вісь симетрії отвору); 2 — $z/d = 1,0$; 3 — $z/d = 2,0$; 4 — $z/d = 3,0$;

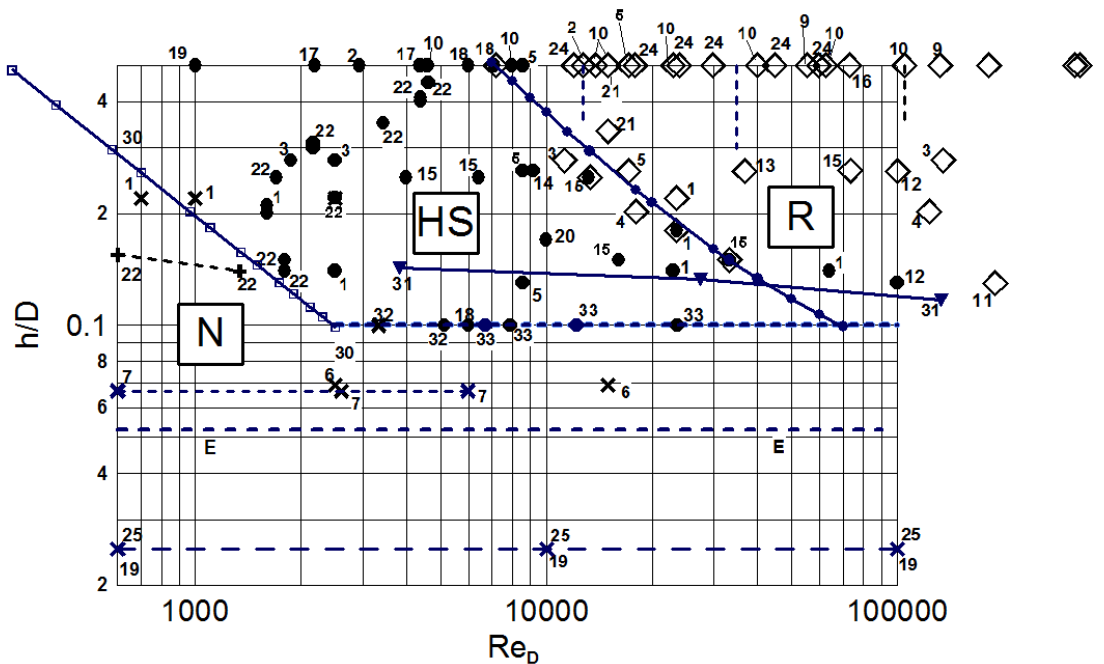


Рис. 1.20. Діаграма течії в одиничному сферичному заглибленні [29]

Таким чином, при подачі охолоджувача в напівсферичні заглиблення струмінй за певних умов має нестационарний характер — він може пульсувати в поздовжньому і поперечному напрямках.

Аналіз альтернативних схем показав, що використання складних конфігурацій дозволяє істотно підвищити ефективність плівкового охолодження. З іншого боку, їх виготовлення характеризується досить складною технологією виготовлення. З усіх розглянутих альтернативних схем найбільш перспективною представляється схема подачі охолоджувача в напівсферичні заглиблення. Попередні дослідження показали, що пульсуючий характер струменя охолоджувача забезпечує високу ефективність охолодження і більш рівномірне покриття поверхні. Така конфігурація характеризується відносно нескладною технологією виготовлення.

1.5 Постановка задачі дослідження

Огляд показав, що сучасний рівень ККД газотурбінних двигунів доцільно підвищувати за рахунок підвищення температури робочого тіла. Однак в високотемпературних газотурбінних двигунах температура газу на вході в турбіну на даний момент значно вище робочих температур матеріалів лопатки, тому постає необхідність використання плівкового охолодження. Актуальним науково-технічним питанням є дослідження можливості суттєво підвищити ефективність плівкового охолодження за рахунок використання альтернативних схем.

На даний момент у світі найбільш ефективною вважається схема з профільованими отворами, але вона надзвичайно складна у виробництві. На мій погляд, час шукати інші схеми з високою ефективністю та простотою технологією виготовлення. На мою думку найбільш перспективною, серед розглянутих в огляді є система з напівсферичними отворами.

Перші дослідження, які показали високу ефективність в порівнянні з традиційною схемою [13], але в [28] представлено досліджено геометрію, що не характерна для лопаток газових турбін, крок отворів складав $t = 6d$, в

той час коли в лопатках газових турбін використовується $t = 3d$; діаметр заглиблення по відношенню до діаметру отворів був взятий занадто великий, що унеможливило виконання таких заглиблень стінці лопатки.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Тестові розрахунки моделі з циліндричними заглибленнями

У ряді робіт, наприклад в [36–38], вказується, що RANS моделі турбулентності потребують верифікації та налаштування при плівковому охолодженні. Зокрема в [36, 38] говориться, що RANS моделі турбулентності не дають реальної картини розтікання струменя, а збіжність за середнім значенням ефективності плівкового охолодження досягається завдяки завищенню значень ефективності по центральній лінії. Таким чином, при виборі і використанні програмного продукту, а також при вирішенні поставлених завдань, необхідно перевіряти можливість використання конкретного пакету і наявних у ньому моделей турбулентності.

Тому перед проведенням моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача в однорядну систему сферичних заглиблень були проведені тестові розрахунки. В них було змодельовано канал, в який з великого обсягу (пленуму) через один ряд циліндричних отворів, розташованих під кутом $\alpha = 30^\circ$, подається охолоджувач, діаметр отворів $d = 3\text{мм}$; поперечний крок $t = 9\text{мм}$ ($t/d = 3$). Довжина основного і включеного ділянок моделі становили відповідно $x/d = 25$ і $x/d = 85$. Геометрія комп'ютерної моделі була взята з умов фізичного експерименту і відповідає реальним умовам системи охолодження лопаток газових турбін.

Температурні умови були наступними: температура основного потоку на вході — 15°C , температура вдиhaється — 55°C . Середня швидкість основного потоку на вході в канал становила $30,5\text{ м/с}$,

Результати комп'ютерного моделювання представлені на рис. 3.1-3.4. На рис. 3.1 наводиться розподіл середньої по ширині ефективності плівкового

охолодження (рис. 3.1 а) і ефективності охолодження уздовж центральної лінії (рис. 3.1 б) при $m = 0,5$.

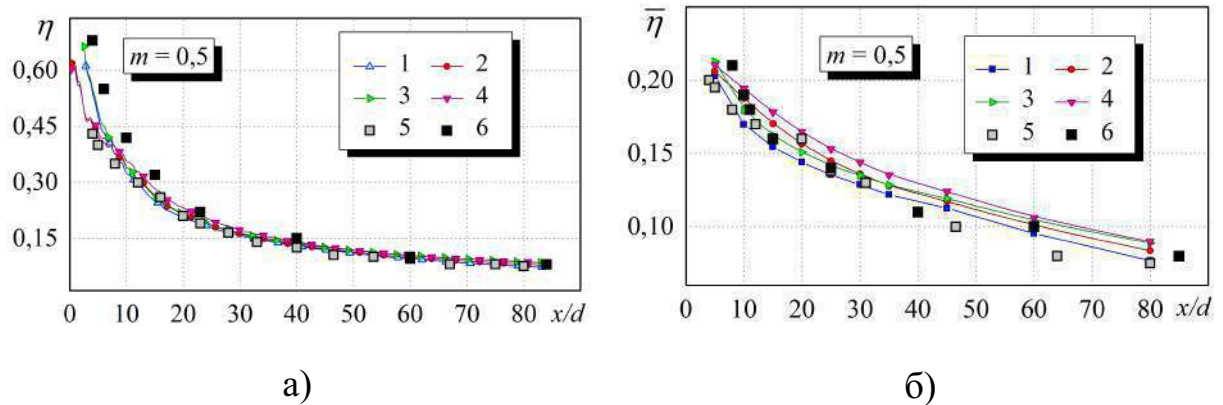


Рис. 3.1. Ефективність плівкового охолодження при видуві охолоджувача через один ряд циліндричних отворів, де а — локальна ефективність плівкового охолодження по лінії від центру отвору; б — середня по ширині ефективність плівкового охолодження; 1 — $k - \varepsilon$ -модель, 2 — $k - \omega$ модель, 3 — RNG $k - \varepsilon$ модель, 4 — SST-модель Ментера, 5, 6 — експериментальні дані [20] і [39]

З рисунків випливає, що всі моделі турбулентності показують гарну збіжність з експериментальними даними. Дві моделі $k - \omega$ групи, представлені в даному дослідженні — $k - \omega$ модель турбулентності і SST модель Ментера найкраще узгоджуються з даними представленими в роботі [39].

При параметрі вдуву $m = 1,0$ (рис. 3.2 а) відмінність середньої ефективності плівкового охолодження за результатами моделювання та експериментального дослідження має місце більше, ніж при $m = 0,5$. Максимальне відхилення має місце при $x/d = 40$, при цьому розбіжність модельних даних з результатами, представленими в [39] становить 5,5%, а з даними [20] 8,5%. Однак, як видно з рис. 3.2 б) значення ефективності уздовж центральної лінії краще узгоджуються з експериментом.

Дані для всіх моделей турбулентності показують завищені в середньому на 6% значення, що відповідає результатам середньої ефективності плівково-

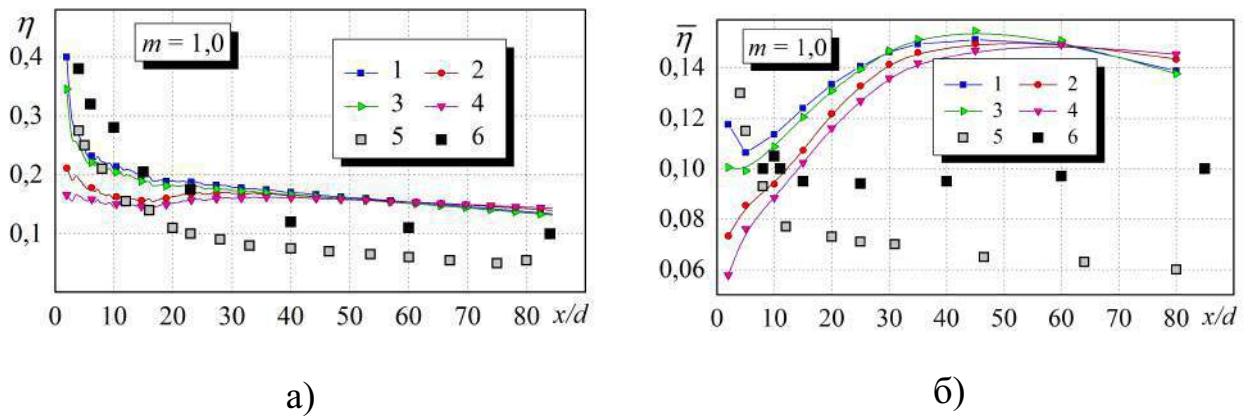


Рис. 3.2. Ефективність плівкового охолодження при видуві охолоджувача через один ряд циліндричних отворів, де а — локальна ефективність плівкового охолодження по лінії від центру отвору; б — середня по ширині ефективність плівкового охолодження; 1 — $k - \varepsilon$ -модель, 2 — $k - \omega$ модель, 3 — RNG $k - \varepsilon$ модель, 4 — SST-модель Ментера, 5, 6 — експериментальні дані [20] і [39]

го охолодження. Лише $k - \omega$ і SST моделі на початковій ділянці $x/d < 15$ дають близькі або занижені результати в порівнянні з результатами експерименту, що обумовлює «провал» на початковій ділянці на лінії середньої ефективності для моделей $k - \omega$ групи.

При моделюванні плівкового охолодження з параметром вдуву $m = 1,5$ (рис. 3.3) максимальне відхилення середньої ефективності має місце не на середині експериментальної ділянки як для випадку при $m = 1,0$, а нижче по потоку при i становить близько 6%. З рис. 3.3 б видно, що локальні значення ефективності краще узгоджуються з результатами експерименту, ніж при $m = 1,0$.

Для випадку $m = 2,0$ порівняння результатів моделювання і експериментальних даних представлено на рис. 3.4. З рисунків видно, що практично всі моделі турбулентності дають гарний збіг з експериментальними даними, і лише моделювання з використанням $k - \varepsilon$ моделі не дає фізично обґрунтований розподіл ефективності. Результати моделювання із застосуванням $k - \varepsilon$

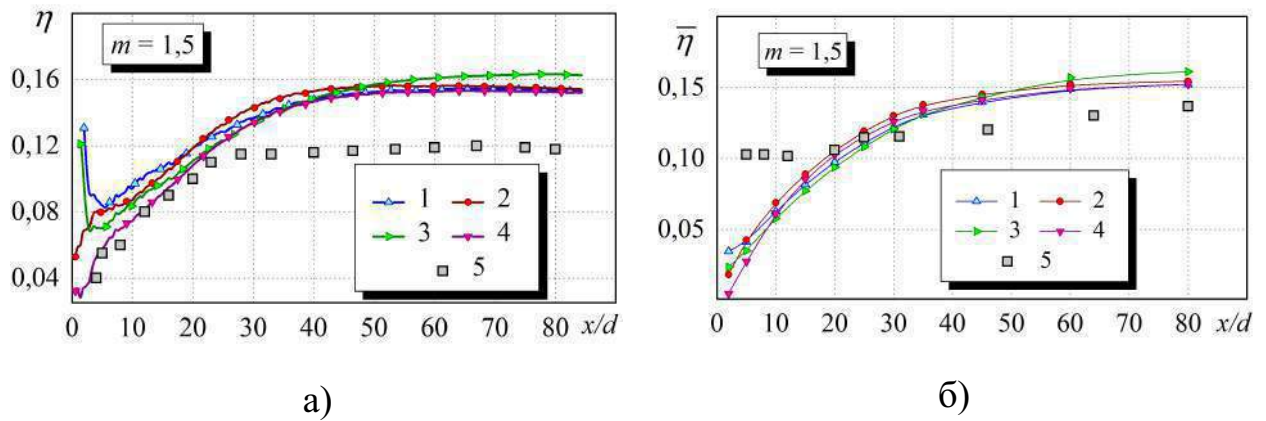


Рис. 3.3. Ефективність плівкового охолодження при видуві охолоджувача через один ряд циліндричних отворів, де а — локальна ефективність плівкового охолодження по лінії від центру отвору; б — середня по ширині ефективність плівкового охолодження; 1 — $k - \varepsilon$ -модель, 2 — $k - \omega$ модель, 3 — RNG $k - \varepsilon$ модель, 4 — SST-модель Ментера, 5, 6 — експериментальні дані [20] і [39]

моделі мають максимум при $x/d = 30$, нижче по потоку ефективність знижується. Цей характер яскраво виражений на графіку для середньої ефективності. Таким чином, похибки визначення локальних значень підсумовуються при розрахунку середньої ефективності.

Як показано вище, $k - \varepsilon$ модель турбулентності дає гарні результати при малому значенні параметра вдуву ($m = 0,5$). При $m = 1,0$ отримано хороше узгодження з результатами експериментального дослідження на центральній лінії однак має місце значне завищення результатів для середньої ефективності. При високих значеннях параметра вдуву ($m = 2,0$) модель показала велику розбіжність з експериментальними даними.

RNG $k - \varepsilon$ модель в більшості випадків дає результати близькі до результатів, отриманих за стандартною $k - \varepsilon$ моделі. Лише при $m = 2,0$ були отримані дані які точніше збігалися з характером показаним за результатами експерименту.

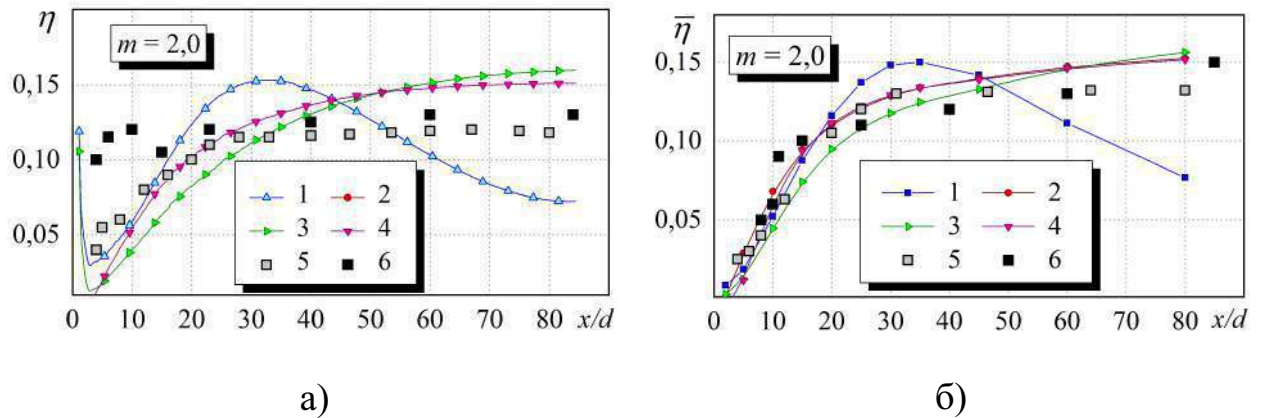


Рис. 3.4. Ефективність плівкового охолодження при видуві охолоджувача через один ряд циліндричних отворів, де а — локальна ефективність плівкового охолодження по лінії від центру отвору; б — середня по ширині ефективність плівкового охолодження; 1 — $k - \varepsilon$ -модель, 2 — $k - \omega$ модель, 3 — RNG $k - \varepsilon$ модель, 4 — SST-модель Ментера, 5, 6 — експериментальні дані [20] і [39]

$k - \omega$ модель і SST модель Ментера добре узгоджуються з результатами представленими в [39], при моделі $k - \omega$ групи на ділянці $x/d < 15$ дають результати близькі до експериментальних даних, однак вище по потоку має місце зростання ефективності, що не відповідає результатам експерименту.

3.2 Моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача в один ряд напівсферичних заглиблень

3.2.1 Середня ефективність плівкового охолодження

Середнє значення адіабатичної ефективності плівкового охолодження підраховувалось по дев'ятьма лініями, які розташовувались поперечно потоку за формулою:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2N} \sum_{i=0}^{N-1} (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (3.1)$$

де N — кількість значень ефективності η .

На рис. 3.5 представлена залежність середньої адиабатної ефективності плівкового охолодження від відносної довжини охолоджуваної поверхні при різних значеннях параметра вдуву.

На виході з заглиблення, найвища ефективність має місце при параметрі вдуву 0,5; нижче по потоку ефективність різко знижується і вже при $x/d > 5$ і при $m = 0,5$ ефективність нижче ніж при $m = 1,0$. З підвищенням параметра вдуву має місце інший характер зміни ефективності, ніж при $m = 0,5$, при $m \geq 1$ ефективність по довжині знижується плавно і при значеннях $x/d = 35$ складає близько 0,25...0,3.

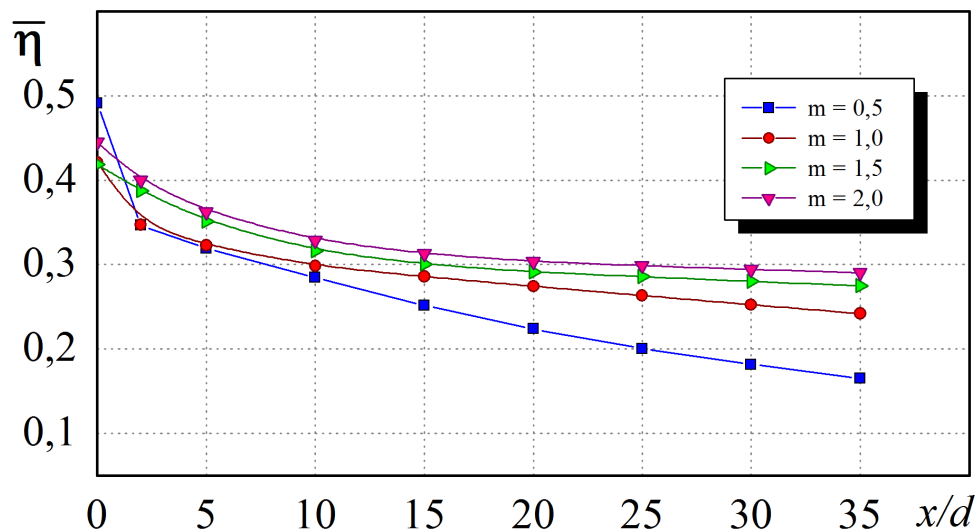


Рис. 3.5. Середня по ширині адиабатична ефективність плівкового охолодження

Для традиційних систем охолодження характерним є падіння середньої ефективності на ділянці ($\leq 20d$) і при $m \geq 1$ [13].

Таким чином як видно на рис. 3.7 представлено середнє по поверхні ефективність плівкового охолодження $\bar{\eta}$, ефективність для схеми напівсферичних заглиблень істотно (при великих параметрах вдуву на початковій ділянці до 1,74 разів (рис. 3.7)) перевищує ефективність для схеми отворів без заглиблень. Це відбувається внаслідок того, що поперечний розподіл

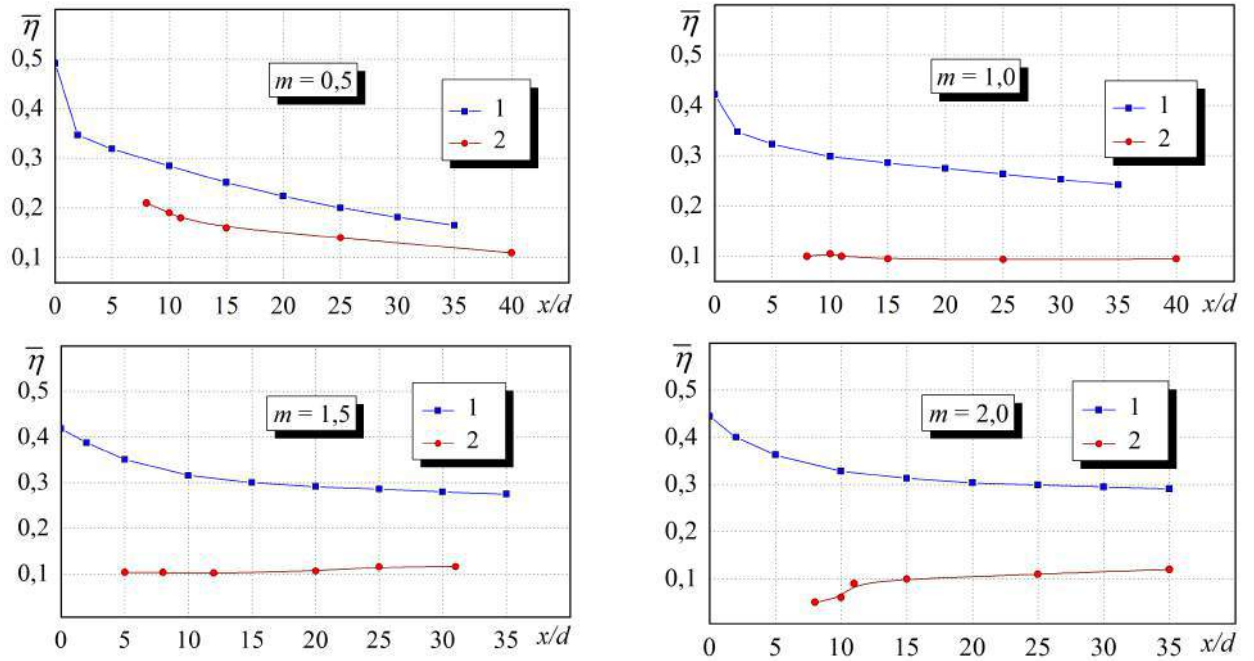


Рис. 3.6. Порівняння середньої по ширині ефективності напівсферичних заглиблень (1) з традиційною схемою циліндричних отворів (2) [20]

охолоджувача в заглибленні знижує його швидкість, і навіть при великих параметрах вдуву не відбувається відрив від поверхні.

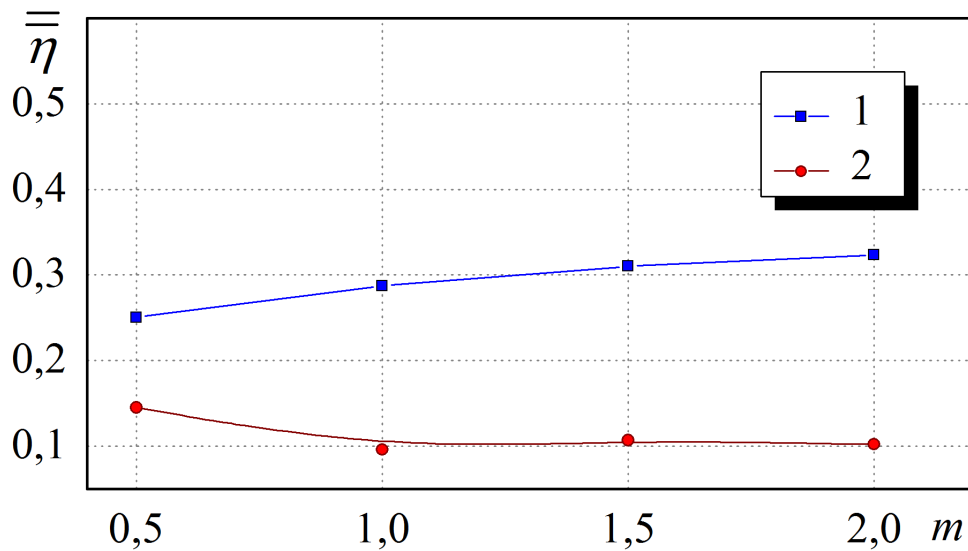


Рис. 3.7. Середня за пластиною ефективність схеми напівсферичними заглибленнями (1) та традиційної (2)

Залежність середньої на поверхні ефективності плівкового охолодження у традиційної моделі (рис. 3.7) має постійний характер, а в той час як в напівсферичних заглибленнях зростає з ростом m .

3.2.2 Поля ефективності

Побачивши поведінку середніх величин, проаналізуємо локальні розподіли ефективності плівкового охолодження по пластині. На рис. 3.8 наведено поля ефективності при подачі охолоджувача через циліндричні отвори та з напівсферичними заглибленнями.

Для $m = 0,5$ в традиційної схеми плівкового охолодження можна відзначити дві чітко виділені області, де локально ефективність охолодження досягає 50%, але охолоджувач слабо розтікається в поперечному напрямку, залишаючи незахищеними ділянки поверхні пластини. В системі з напівсферичними заглибленнями маємо іншу картину, локальний пік ефективності дещо менший 45%, але маємо більш рівномірний розподіл плівки по пластині. Що є кращим, оскільки забезпечує рівномірне поле температур стінки лопатки, тим самим зменшуючи термічні напруги на матеріал.

Для $m = 1,0$ в циліндричних заглибленнях традиційної схеми починають проявлять ефекти відриву течії (звуження поля ефективності поза отвором), що негативно позначається як на локальній так і на середній ефективності охолодження. Що стосується напівсферичних отворів, то маємо більш рівномірний розподіл ефективності поза отворами, але і менше розтікання далі за напівсферичними отворами, в порівнянні з $m = 0,5$ це очевидно пояснюється більшою кінетичною енергією вторинного потоку.

Що стосується випадків при $m = 1,5$ та $m = 2,0$, то для традиційної схеми все більше спостерігається відрив потоку, який приводить до значного падіння ефективності охолодження (10,2% по пластині), а для напівсфери-

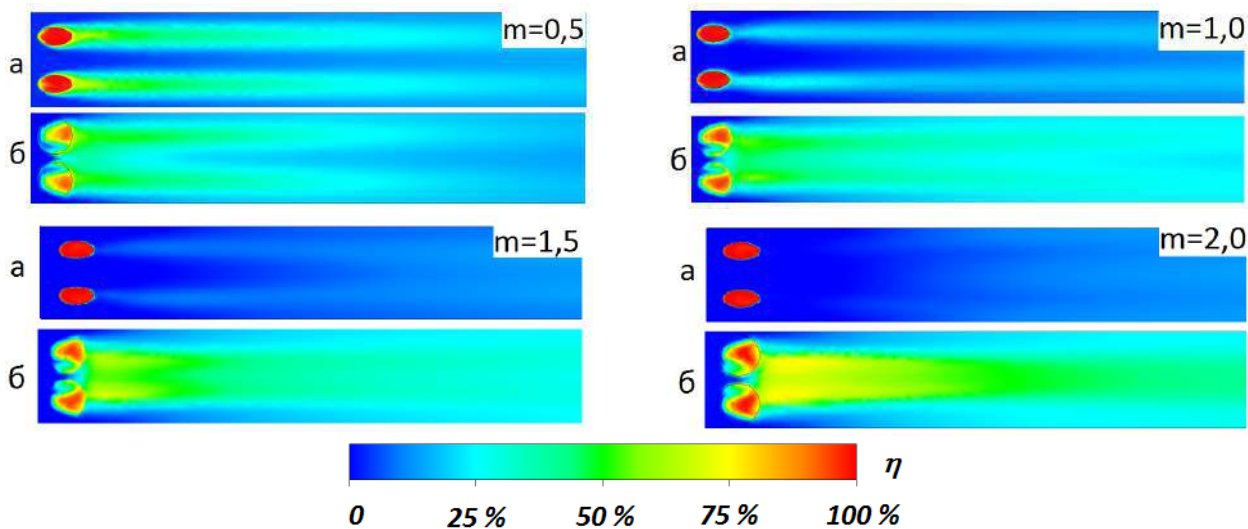


Рис. 3.8. Поля ефективності для схеми з напівсферичними заглибленнями (б) та традиційної (а)

чних отворів ще більше звуження з боку країв до центру і плавне збільшення локальної ефективності, по центральній лінії за отвором, зі збільшенням m .

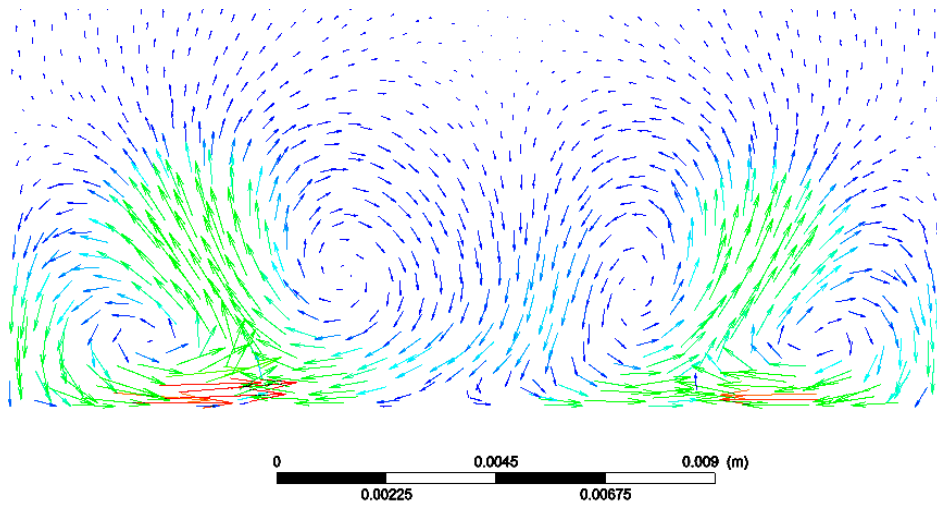


Рис. 3.9. Розподіл швидкостей в поперечному перерізі на відстані в $3d$ після заглиблень

У той же самий час, знижений тиск, викликаний вихроутворенням в заглибленнях, призводить до всмоктування в лунки деякої кількості гарячого повітря з прикордонного шару основного потоку. Як видно з рис. 3.9 (в якості ілюстрації було використано розподіл швидкостей при $m = 2,0$, для решти картина якісно лишається такою ж), це призводить до зниження

адіабатної ефективності плівкового охолодження на початковій ділянці при збільшенні параметра вдуву, але не робить істотного впливу на ефективність охолодження на основній ділянці в широкому діапазоні значень параметра вдуву.

Такими чином можна зробити висновок, що характер залежності $\bar{\eta} = f(x/d, m)$ пояснюється певним переліком фізичних факторів.

По-перше, наявністю ефекту попереднього розширення струменів на виході з заглиблень, що приводить до їх часткового гальмування.

По-друге, наявністю областей зниженого тиску в ядрах вихорів, які утворюються в порожнинах заглиблень, під основним потоком (рис. 3.5) і перешкоджають відриву струменів від охолоджуваної поверхні. На відміну від того, як це відбувається у випадку звичайного видування охолоджувача через похилі отвори при великих значеннях параметра вдуву.

ВИСНОВКИ

- 1) Побудовано модель для проведення розрахунків плівкового охолодження при подачі охолоджувача через один ряд похилих отворів в напівсферичних поглибленнях.
- 2) Зроблені тестові розрахунки з використанням чотирьох моделей турбулентності ($k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$, $k - \omega$, SST). Тестування проведено для традиційної однорядної системи нахилених циліндричних отворів на основі даних наявних в літературі, вибрана SST модель турбулентності.
- 3) Виконано комп'ютерне моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача через один ряд нахилених в діапазоні зміни параметру вдуву від 0,5 до 2,0. Моделювання показало, що середня ефективність плівкового охолодження за одним рядом отворів в напівсферичних поглибленнях показали зростальну залежність від параметру вдуву.
- 4) Порівняння з традиційною схемою показало, що використання отворів з напівсферичними поглибленнями дає можливість підвищити середню по поверхні ефективність плівкового охолодження від 1,72 до 3,15 рази в залежності від параметру вдуву.
- 5) Завдяки аналізу результатів комп'ютерного моделювання встановлено, що причинами збільшення ефективності є розтікання охолоджувача в заглибленні і відсутність відриву струменя від поверхні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Boyce M.P. Gas Turbine Engineering Handbook. Butterworth Heinemann. — Butterworth-Heinemann, 2012. — ISBN: 9780123838421.
2. Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.G. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // Journal of Turbomachinery. — 2011. — Vol. 133, no. 1. — P. 2–11.
3. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А. А. Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов и др. — Киев : Полиграфический центр Осадчего, 2010. — 317 с.
4. Халатов А.А. Термодинамика газового потока. — Киев : НТУУ «КПИ», 2015. — 141 с.
5. Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, Second Edition. — Taylor & Francis, 2012. — ISBN: 9781439855683.
6. Жестков Б.А. Методика расчета температуры стенки при струйном и комбинированном охлаждении // Тр. ЦИАМ. — 1955. — № 267. — 32 с.
7. Dittmar J., Schulz A., Wittig S. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air / American Society of Mechanical Engineers. — 2002. — P. 109–118.
8. Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes / Y. Yu, C-H Yen, TI-P Shih et al. // Journal of Heat Transfer. — 2002. — Vol. 124, no. 5. — P. 820–827.
9. Teekaram A.J.H., Forth C.J.P., Jones T.V. The use of foreign gas to simulate the effects of density ratios in film cooling // Journal of Turbomachinery. — 1989. — Vol. 111, no. 1. — P. 57–62.
10. Heat flux reduction from film cooling and correlation of heat transfer coefficients from thermographic measurements at engine like conditions / S. Baldauf,

- M. Scheurlen, A. Schulz, S. Wittig // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air / American Society of Mechanical Engineers. — 2002. — P. 163–174.
11. Wieghardt K. Über das ausblasen von warmluft für enteisen. No. 1900. — Forschungsbericht : Deutsch Luftfahrtforschung, 1945.
 12. Seban R.A., Chan H.W., Scesa S. Heat Transfer to a Turbulent Boundary Layer Downstream of an Injection Slot. ASME paper. — American Society of Mechanical Engineers, 1957.
 13. Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Burggraf F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 1974. — Vol. 17, no. 5. — P. 595–607.
 14. Кутателадзе С.С, Леонтьев А.И. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое. — Энергоатомиздат, 1985.
 15. Seban R.A. Heat Transfer and Effectiveness for a Turbulent Boundary Layer With Tangential Fluid Injection. — Heat Transfer., 1960. — Vol. 82. — P. 303 – 312.
 16. Papell S. S. Experimental investigation of air film cooling applied to an adiabatic wall by means of an axially discharging slot / Ed. by S. S Papell. — National Aeronautics and Space Administration, 1959.
 17. Seban R.A. Velocity and temperature profiles in a wall jet. — Int J. Heat and Mass Transfer., 1961. — Vol. 83. — P. 255 – 265.
 18. Репухов В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа. — Киев : Наукова думка, 1977. — 216 с.
 19. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около криволинейных поверхностей / Под ред. А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. — Киев : Наукова думка, 1997. — 138 с.
 20. 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.

21. Waye S. K., Bogard D. G. High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations // *Journal of Turbomachinery*. — 2007. — Vol. 129, no. 2. — P. 294–302.
22. Frank F. T., Campbell R.P. Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream which flows through a substrate, and related articles of manufacture. — 2002. — may. — US Patent 6,383,602.
23. Dorrington J.R., Bogard D.G., Bunker R.S. Film effectiveness performance for coolant holes imbedded in various shallow trench and crater depressions // *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air / American Society of Mechanical Engineers*. — 2007. — P. 749–758.
24. Jet mixing in a slot / T. Wang, S. Chintalapati, R. S. Bunker, C. P. Lee // *Experimental Thermal and Fluid Science*. — 2000. — Vol. 22, no. 1. — P. 1–17.
25. Bunker R. S., Clyde B. J., Lee C. P., Nesim A. Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream, and related articles of manufacture. — 2001. — US Patent 6,234,755.
26. Bunker R.S. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot // *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air / American Society of Mechanical Engineers*. — 2002. — P. 129–138.
27. Халатов А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення. Патент України № 47749. — 2004.
28. Щукин А.В. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической выемки // *Изв. вузов. Авиационная техника*. — 2004. — № 4. — С. 28–31.
29. Коваленко Г.В. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов // *Прикладная гидродинамика*. — 2008. — Т. 10(82), № 1. — С. 23–32.

30. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / Под ред. А.А. Халатов, В.В. Романов, И.И. Борисов. — Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010. — Т. 9. — 317 с.
31. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей / Под ред. К. Флетчер. — Мир, 1980.
32. Wendt J.F. Computational Fluid Dynamic. An Introduction / Ed. by J.F. Wendt. — 3th edition. — Springer. — P. 332. — ISBN: 978-3-540-85055-7.
33. Роуч П. Вычислительная гидрогазодинамика / Под ред. П. Роуч. — Мир, 1980.
34. Basic Solver Capability Theory / ANSYS Europe Ltd. — ANSYS Europe Ltd, 2006. — P. 1–68.
35. Доник Т.В., Письменный Д.Н. Теплообмен и гидродинамика закрученных вихревых потоков в каналах / Под ред. А.А. Халатов. — Киев : Наукова думка НАН України, 2014. — 190 с.
36. Leyek. J.H., Zerkle R.D. Discrete jet film cooling: a comparison of computation results with experiments // Journal of Turbomachinery. — 1994. — Vol. 116. — P. 358–368.
37. Sibi M., Ravelli S., Bogard D.G. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge // Journal of Turbomachinery. — 2013. — Vol. 135, no. 1. — P. 11–21.
38. Harrison K.L., Bogard D.G. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air / American Society of Mechanical Engineers. — 2008. — P. 1187–1196.
39. 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.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1.

Похибки числового моделювання

Тип похибок	Причина виникнення	Усунення/зниження
Обчислювальні похибки (похибки розв'язання диференціальних рівнянь, похибки дискредитації, похибки ітераційного процесу, похибки округлення)	Різниця між рішенням точних рівнянь і рішенням дискретних рівнянь, що вирішуються в програмі	Виконання розрахунків на кількох сітках (контроль збіжності в сітці). Контроль збіжності результатів розрахунку по локальних і інтегральним фізичним параметрам
Похибки моделювання	Неточність математичного опису фізичних процесів (наприклад турбулентності)	Виконання попередніх верифікаційних розрахунків
Похибки користувача	Не правильне використання програмного забезпечення, а саме недостатня компетентність користувача, неуважність	Проходження спеціалізованого навчання. Автоматизація процесу обробки результатів розрахунків. Виконання попередніх тестових розрахунків
Закладені неточності	Недостатність знань для проведення моделювання (наприклад, відсутність детальної інформації про граничні умови чи геометрію)	Віддалення меж розрахункової області від аналізованої ділянки
Похибки програмного забезпечення	Невідповідність документально заявленої процедури розрахунку і фактичної реалізації в програмному забезпеченні. Як правило це результат неправильного програмування	Використання ліцензійного сертифікованого програмного забезпечення, що добре себе зарекомендувало