

ВТРАТИ ТИСКУ В ПОХИЛИХ ОТВОРАХ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ДВОХ СХЕМ ПОДАЧІ ОХОЛОДЖУВАЧА

А. А. Мулярчук^{1, а}, С. Д. Сєвєрін², А. А. Халатов^{1,2}

¹ Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
Фізико-технічний інститут

² Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

У статті представлені результати чисельних досліджень місцевих втрат тиску в каналах плівкового охолодження для двох схем подачі охолоджувача на поверхню, яка охолоджується: через ряд похилих циліндричних отворів і через ряд похилих отворів з видуванням охолоджувача в поперечну траншею. Наведено залежності для коефіцієнтів витрати і коефіцієнтів місцевих втрат в отворах плівкового охолодження для двох досліджених схем подачі охолоджувача в залежності від параметра вдуву для двох значень швидкості і трьох значень ступеня турбулентності основного потоку.

Ключові слова: плівкове охолодження, коефіцієнт витрат, коефіцієнт втрат, траншея, ряд отворів, ступінь турбулентності, параметр вдуву

Вступ

Плівкове охолодження є найбільш широко використовуваним способом теплового захисту деталей енергетичних машин і установок, що працюють в умовах високих температур. Зокрема, плівкове охолодження широко використовується для теплового захисту лопаток сучасних високотемпературних газових турбін, що працюють при температурах газів перед турбіною 1500...1800 К.

Традиційна схема плівкового охолодження з подачею охолоджувача на поверхню, яка охолоджується через ряд похилих циліндричних отворів має ряд істотних недоліків. Основним недоліком таких схем плівкового охолодження є формування вторинних вихрових структур («ниркових» вихорів), що призводять до відриву плівки від охолоджуваної поверхні і інтенсивному підсосу гарячих газів до поверхні, що захищається при високих значеннях параметра вдуву ($m > 1$). Саме тому в даний час увагу розробників зосереджено на дослідженні альтернативних схем плівкового охолодження: з отворами складної форми – віялових («fan-shaped») отворів, а також на схемах подачі охолоджувача через циліндричні отвори в поверхневі поглиблення різної форми: траншею, кратери, напівсферичні поглиблення та інші. В зв'язку з цим, при проектуванні систем плівкового охолодження виникає необхідність коректного визначення місцевих втрат тиску в отворах плівкового охолодження і реальних значень масової витрати через отвори з урахуванням гідравлічних втрат.

Для визначення реальних значень витрати охолоджувача через отвори плівкового охолодження використовуються експериментальні значення коефіцієн-

тів витрати, які залежать від місцевих гідравлічних втрат і являють собою відношення дійсної витрати охолоджувача до його теоретичного значення для одновимірного ізоентропічного потоку газу [1]:

$$\mu = G/G_{id} = G/F(P_{\infty}^*/P_c)^{k+1/2k} \times \sqrt{2kRT_c((P_c/P_{\infty}^*)^{k-1/k} - 1)/(k-1)}$$

де G , G_{id} – реальні і ідеальні витрати охолоджувача; P_{∞}^* – повний тиск на вході в отвори плівкового охолодження; P_c – статичний тиск на виході з отворів плівкового охолодження; F – площа отворів плівкового охолодження; R – газова постійна; k – показник адіабати.

Втрати тиску в каналах плівкового охолодження оцінюються величиною коефіцієнта місцевих втрат, який визначається з формули Вейсбаха:

$$\zeta = 2\Delta P/\rho_c w_c^2 = 2(P_{\infty} - P_c)/\rho_c w_c^2$$

Коефіцієнти витрати і втрат залежать від великого числа геометричних параметрів [1]: відносної довжини отворів (L/d), форми отворів і їх вхідних (вихідних) кромки (r/d), а також від ряду газодинамічних параметрів: перепаду тисків в отворах, чисел Рейнольдса і Маха основного і потоку, що видувається, умов входу і виходу потоку та інших. В загальному випадку коефіцієнт втрат є сумою вхідних гідравлічних втрат, втрат на тертя і вихреутворення безпосередньо в каналах плівкового охолодження і вихідних втрат, які обумовлені взаємодією потоку, що видувається і основного потоку на виході з отворів [2].

^аannamul22@gmail.com

Існує велика кількість експериментальних робіт по визначенню значень коефіцієнта витрати для похилих отворів плівкового охолодження [1, 2, 3], однак практично відсутні дані щодо впливу конфігурації входу, кута нахилу, відносної довжини отворів, умов входу і виходу при наявності спутного потоку на величину коефіцієнта місцевих втрат в отворах плівкового охолодження [4]. Крім того, відсутні дані для коефіцієнтів витрати і втрат в каналах для перспективних схем плівкового охолодження (отвори складної форми, видув охолоджувача в поверхневі поглиблення різної форми і інші). У зв'язку з цим представляють інтерес наведені в цій статті результати чисельного дослідження втрат в каналах плівкового охолодження для двох схем: традиційної схеми з подачею охолоджувача через ряд похилих циліндричних отворів і для схеми плівкового охолодження з подачею охолоджувача через ряд похилих отворів в поперечну траншею.

1. Числове моделювання

Числове моделювання плівкового охолодження було виконано з використанням комерційного пакету ANSYS CFX 14 для двох схем плівкового охолодження (рис. 1а, 1б).

Досліджувані геометричні 3D-моделі плівкового охолодження плоскої поверхні для схем 1 і 2 були побудовані за допомогою ANSYS Design Manager. Вони представляють собою канал прямокутного перетину, в який охолоджувач подається з плenumу (ресивера) через звичайний ряд похилих отворів (схема 1) і з видувом охолоджувача в поперечну траншею (схема 2). Геометрична 3D модель для схеми 2 показана на рис. 2. Робоча ділянка плівкового охолодження має наступні геометричні параметри: діаметр подаючих циліндричних отворів $d = 0,8$ мм; поперечний крок $t = 2,4$ мм ($t/d = 3,0$); висота траншеї $h = 0,6$ мм ($h/d = 0,75$). Кут нахилу отворів до поверхні каналу $\alpha = 30$.

При чисельному моделюванні використовувалася неструктурована комбінована розрахункова сітка, яка складалася з $1,2 \dots 1,4$ млн. чарунок. У твердих поверхонь було виконано згущення розрахункової сітки розмірністю в 20 чарунок. Значення параметра y^+ у всіх розрахунках мало порядок 1,0, що задовольняє умовам коректності моделювання пристінкових течій із застосуванням *SST* – моделі турбулентності.

Розташування характерних областей завдання граничних умов представлено на рис. 3. Температура основного потоку на вході задавалася рівною 1100°C , а потоку, що вдувається – 500°C , середня швидкість основного потоку на вході в канал – 150 м/с і 400 м/с, що відповідає рівню швидкостей на вході і всередині міжлопаткового каналу сучасних енергетичних газових турбін. Граничні умови на вході в ресивер (масова витрата охолоджувача), відповідали значенням параметра вдуву $m = 0,6; 0,9; 1,3; 1,9; 2,3$. Розрахунки були виконані для трьох значень інтенсивності турбулентності основного потоку на вході: 1;

5 і 10 відсотків. Середній статичний тиск на виході з каналу задавався рівний 10^6 Па. Розрахунки були виконані в діапазоні зміни значень числа Рейнольдса, визначеного по діаметру отворів плівкового охолодження і швидкості потоку, що видувается $Re_d = 5,6 \cdot 10^3 \dots 6,1 \cdot 10^4$.

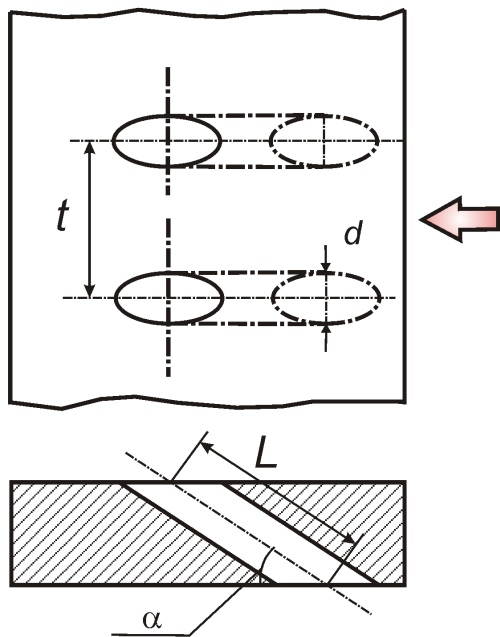
2. Результати досліджень

На рис. 4а, рис. 4б представлені залежності коефіцієнтів витрати для схем 1 і 2 від параметра вдуву і ступеня турбулентності потоку для двох значень швидкості основного потоку гарячих газів в каналі. З малюнків видно, що значення коефіцієнта витрати зростають зі зростанням параметра вдуву і зі збільшенням швидкості основного потоку в каналі плівкового охолодження для двох досліджених схем. При цьому значення коефіцієнтів витрати для схеми 2 на 17–20 % більше, ніж для схеми 1 при малих значеннях параметра вдуву ($m < 1$) і на 3–4 % більше при високих значеннях параметра вдуву ($m > 1,5$).

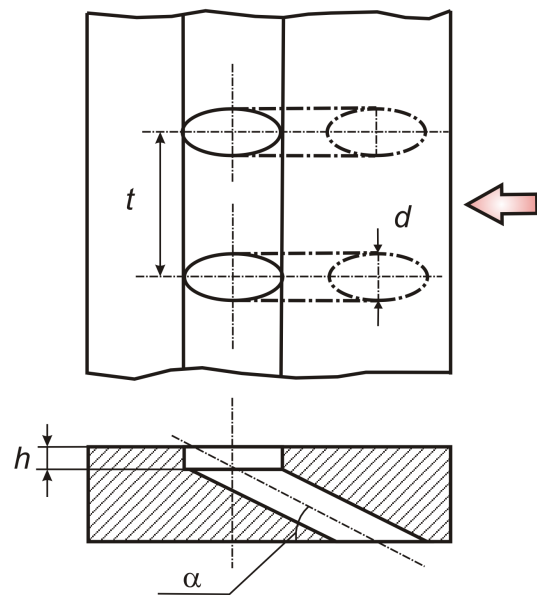
Більш високі значення коефіцієнта витрати для схеми 2 обумовлені меншою відносною довжиною отворів плівкового охолодження ($L/d = 3,5$), ніж для схеми 1 ($L/d = 5$). З аналізу залежностей (рис. 4а, рис. 4б) також випливає, що значення коефіцієнтів витрати для двох досліджених схем практично не залежать від ступеня турбулентності основного потоку.

На рис. 5а, рис. 5б наведені залежності коефіцієнтів втрат від параметра вдуву і ступеня турбулентності потоку для досліджених схем плівкового охолодження. З малюнків видно, що значення коефіцієнтів втрат для схеми 1 (рис. 4а) зростають з ростом параметра вдуву. Причому зі збільшенням швидкості потоку в каналі охолодження зростання коефіцієнтів втрат зі збільшенням параметра вдуву стає більш інтенсивним. При подачі охолоджувача в траншею (схема 2) характер залежностей коефіцієнтів втрат від m змінюється з ростом швидкості потоку в каналі плівкового охолодження (рис. 5б). Так при $w_r = 150$ м/с коефіцієнти втрат змінюються по кривим з мінімумом, відповідному значенню параметра вдуву $m = 1,3$, а при $w_r = 400$ м/с – зростають у всьому дослідженому діапазоні зміни параметра вдуву. Загальна тенденція зростання значень коефіцієнтів втрат зі збільшенням параметра вдуву пояснюється збільшенням розмірів і інтенсивності локальних відривних зон у вхідних і вихідних ділянках отворів плівкового охолодження (рис. 3).

Зростання коефіцієнтів втрат при збільшенні швидкості основного потоку в каналі при однакових значеннях параметра вдуву обумовлений зростанням значення чисел Маха в отворах плівкового охолодження, що призводить до збільшення розмірів відривних зон на вхідних ділянках отворів і, як наслідок, до збільшення вхідних втрат в отворах плівкового охолодження. При цьому зростають також і вихідні втрати, зумовлені взаємодією струменів охолоджувача з основним потоком гарячих газів на виході з отворів плівкового охолодження.



(а) Схема 1 – звичайний ряд похилих отворів



(б) Схема 2 – ряд отворів з видувом в поперечну траншею

Рис. 1. Схеми плівкового охолодження

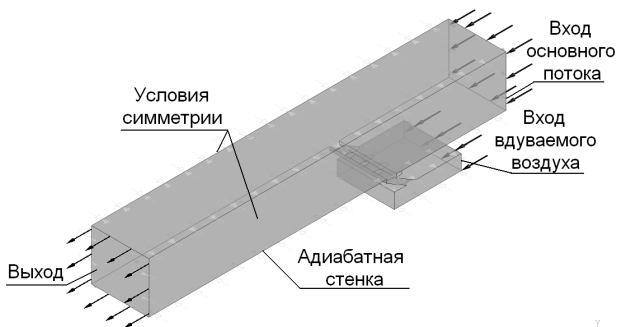


Рис. 2. 3D-модель плівкового охолодження плоскої поверхні (схема 2) і граничні умови

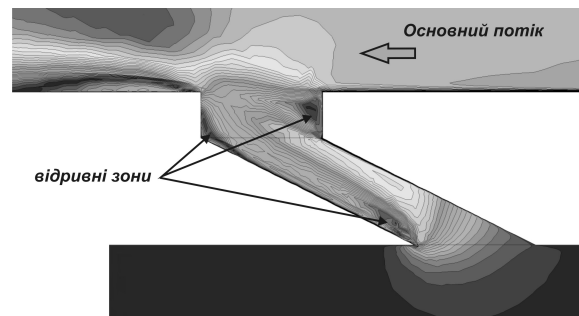


Рис. 3. Поле швидкостей в отворах плівкового охолодження (схема 2)

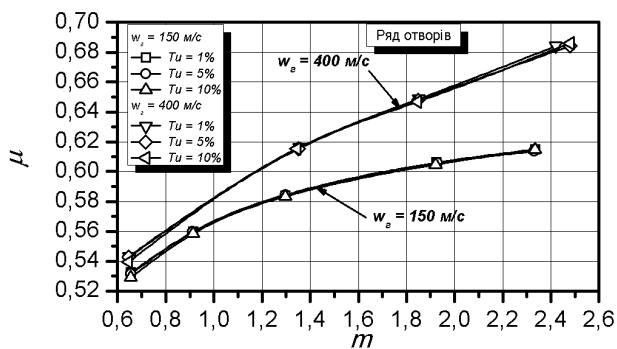
З малюнків також видно, що на відміну від залежностей для коефіцієнтів витрати значення коефіцієнтів місцевих втрат незначно зростають з ростом ступеня турбулентності основного потоку від $Tu = 1$ відсотку до $Tu = 10$ відсотків: на 2 – 7 % при подачі охолоджувача через ряд отворів і на 1,3 – 2,5 % при видуві охолоджувача в траншею.

Висновки

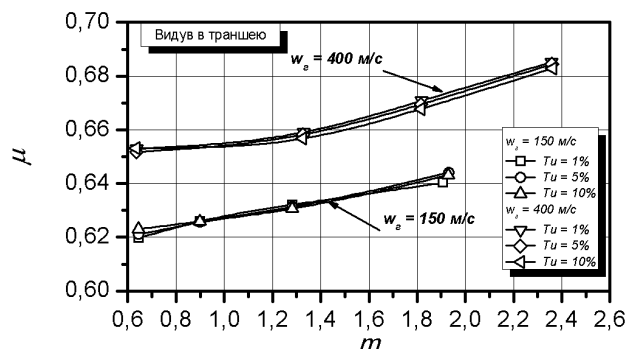
Дослідження показали що коефіцієнти витрати для схем 1 і 2 зростають зі збільшенням параметра вдуву і швидкості основного потоку в каналі. При збільшенні швидкості основного потоку від 150 м/с до 400 м/с значення коефіцієнта витрати зростають на 2 – 10 % для схеми 1 і на 5,5 – 6,5 % для схеми 2. При цьому значення коефіцієнтів витрати для схеми 2 більше, ніж для схеми 1 на 17 – 20 % при малих значеннях параметра вдуву ($m < 1$) і на 3 – 4 %

при високих значеннях параметра вдуву ($m > 1,5$). Показано також, що значення коефіцієнтів витрати для досліджених схем плівкового охолодження практично не залежать від інтенсивності турбулентності основного потоку.

Дослідження показали, що коефіцієнти місцевих втрат в отворах плівкового охолодження зростають з ростом параметра вдуву для схеми 1 і для схеми 2 при $w_r = 400$ м/с. Для схеми 2 при $w_r = 150$ м/с коефіцієнти втрат змінюються по кривим з мінімумом, відповідним значенням параметра вдуву $m = 1,3$. Показано, що коефіцієнти місцевих втрат незначно зростають з ростом ступеня турбулентності основного потоку від $Tu = 1$ відсотка до $Tu = 10$ відсотків: при подачі охолоджувача через ряд похилих отворів (схема 1) – на 2 – 7 % і при видуві охолоджувача в траншею (схема 2) – на 1,3 – 2,5 %. Отримані значення місцевих коефіцієнтів втрат для схеми 2 в середньому на 5 – 15 % більше, ніж для схеми 1.

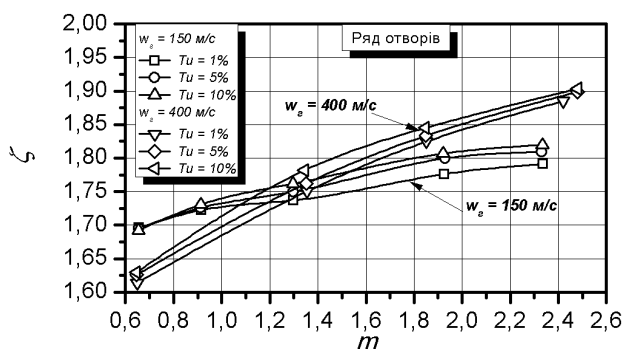


(а) ряд отворів

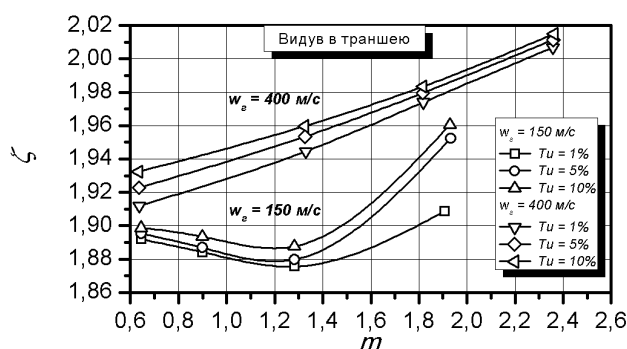


(б) видув в траншею

Рис. 4. Залежності коефіцієнтів витрати від параметра вдуву і ступеня турбулентності потоку



(а) ряд отворів



(б) видув в траншею

Рис. 5. Залежності коефіцієнтів втрат від параметра вдуву і ступеня турбулентності потоку

Перелік використаних джерел

1. Soghe R. D., Andreini A. Numerical Characterization of Pressure Drop across the Manifold of Turbine Casing Cooling System // Journal of Turbomachinery. — 2013. — Vol. 135.
2. Hay N., Lampard D., Khaldi A. The Coefficient of Discharge of 30 Inclined Film Cooling Holes With Rounded Entries or Exits // ASME, International Gas Turbine Conference and Exhibit. — 1994.
3. Chu T., Brown A., Garret S. Discharge Coefficients of Impingement and Film Cooling Holes // ASME, International Gas Turbine Conference and Exhibit. — 1985.
4. Шве́ц И. Т., Дыба́н Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. — Наукова думка, 1974.