

Г. О. КОБАЛАВА

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ АЕРОТЕРМОПРЕСОРА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ МІКРОТУРБІН

Серед сучасних струминних технологій одним з перспективних напрямів дослідження є вивчення газодинамічних процесів в аеротермопресорі. Цей струминний апарат представляє собою пристрій для контактної охолодження (теплота від повітряного потоку витрачається на миттєве випаровування крапель води, що упорскуються), в якому присутній ефект термогазодинамічної компресії, тобто підвищення тиску повітря. Значний вплив на робочі процеси в аеротермопресорі здійснюють конструктивні чинники, які впливають на витрати енергії для подолання сил тертя та місцевих опорів на звужувально-розширювальних ділянках апарату. Актуальним в розвитку струминних технологій аеротермопресорного типу є визначення раціональних параметрів організації робочого процесу із відповідною розробкою конструкції проточної частини. При цьому необхідно мати можливість для аналітичного визначення втрат, що пов'язані насамперед із тертям, для конфузора і дифузора аеротермопресора. В роботі проведено дослідження типових моделей аеротермопресора для ряду кутів конусності конфузора α (кут розкриття $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$) і дифузора β (кут розкриття $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$), а також для ряду значень швидкості повітря в робочій камері $M = 0,4-0,8$. Отримані розрахункові дані (результати комп'ютерного CFD-моделювання) порівняно з експериментальними даними, похибка значень для коефіцієнтів місцевих опорів в конфузорі та в дифузорі не перевищує 7-10%. Встановлено, що значення коефіцієнту місцевого опору залежить тільки від геометричних параметрів (кута розкриття α і β та ступеня розширення n_d або звуження n_c) відповідного каналу, тобто характер течії повітря в аеротермопресорі відповідає автотермопресорному режиму. Визначено рекомендовані кути звуження конфузора $\alpha = 30^\circ$ і розкриття дифузора $\beta = 6^\circ$, які відповідають мінімальним втратам тиску $\Delta P_{\text{loss}} = 1,0-9,5\%$, а відтак, і максимальному підвищенню тиску в результаті термогазодинамічної компресії при упорскуванні та випаровуванні рідини в робочій камері. Отримано емпіричні рівняння для визначення коефіцієнтів місцевого опору для конфузора і дифузора, які можна рекомендувати для використання в методиці проектування аеротермопресорів малої витрати для мікротурбін.

Ключові слова: втрати тиску; комп'ютерне моделювання; конфузор; дифузор.

Вступ

Струминні апарати давно зайняли свою ланку в технічному середовищі та широко застосовуються, як окремі пристрої, так і у складі енергетичних установок для вдосконалення обслуговуючих систем та підвищення паливно-енергетичної ефективності. Одним з таких апаратів є аеротермопресор, який представляє собою двофазовий струминний пристрій для контактної охолодження, в якому за рахунок відведення теплоти від повітряного потоку відбувається підвищення тиску повітря та його охолодження (термогазодинамічна компресія).

Ефективність роботи аеротермопресора залежить від значень втрати повного тиску через наступні чинники: поверхневе та внутрішнє тертя газу, аеродинамічний опір системи упорскування, лобовий опір крапель упорснуті рідини, процес тепломасопереносу при кінцевій різниці температур та

парціальних тисків. Такі втрати можуть бути достатньо значними і складати до 10-40% в залежності від особливостей конструкції проточної частини апарату.

Тому, враховуючи це, актуальним в розвитку струминних технологій аеротермопресорного типу є визначення раціональних параметрів організації робочого процесу із відповідною розробкою конструкції проточної частини. При цьому необхідно мати можливість для аналітичного визначення втрат, що пов'язані насамперед із тертям, для конфузора і дифузора аеротермопресора.

1. Аналіз проблеми і постановка мети

Застосування аеротермопресорів, як контактних теплообмінників, можливе для широкого спектру енергетичних установок, а саме для охолодження наддувного повітря двигунів внутрішнього зго-

ряння [1], охолодження циклового повітря газотурбінних установок різної номінальної потужності [2], для зняття перегріву пара в промислових аміачних двоступеневих холодильних установках помірного холоду [3] та ін.

Для забезпечення високоефективної роботи аеротермопресора необхідно визначити технологічні вимоги стосовно конструкції проточної частини та способу розпилення води в апараті. Значний вплив на робочі процеси в аеротермопресорі здійснюють конструктивні чинники, які впливають на витрати енергії для подолання сил тертя та місцевих опорів на звужувально-розширювальних ділянках апарату.

Для розрахунку втрат від загального опору використовують відомі класичні методики з гідродинаміки та гідромеханіки потоку [4, 5, 6].

В роботі [7] проведено дослідження роботи аеротермопресора на відхідних газах газової турбіни. Авторами було спроектовано та досліджено експериментальний струминний апарат, довжиною 7,5 метрів, при початковій швидкості потоку 31 м/с, витрати газу склали 11,5 кг/с. В роботі отримано дані стосовно втрати тиску через місцевий та гідравлічний опір на різних ділянках аеротермопресора, загальне падіння тиску без упорскування рідини досягало 14 %.

В роботах [1, 8] показано, що позитивний ефект від застосування термогазодинамічної компресії в аеротермопресорі (підвищення тиску газового (повітряного) при охолодженні) тим більше, чим менше втрати на тертя. Втрати на тертя за класичною методикою розрахунку при цьому складають до 5–8 %.

Розбіжність теоретичних, що основані на класичних залежностях, і експериментальних даних, свідчать про неточності при визначенні місцевих коефіцієнтів втрат тиску, що особливо важливо при малих діаметрах проточної частини аеротермопресора, тобто при малих витратах газу (повітря).

Від так, вочевидь, для визначення втрат від загального опору в аеротермопресорах малої витрати (витрата повітря G_p складає до 1 кг/с) необхідно уточнювати емпіричні залежності для визначення коефіцієнтів повного аеродинамічного опору через малі діаметри проточної частини апарату. Встановлення таких залежностей або діапазону конкретних значень для місцевих коефіцієнтів втрат тиску дозволить вибрати оптимальні конструктивні характеристики аеротермопресора, які будуть відповідати досягненню максимального значення підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії.

Мета дослідження – отримати аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів місцевих опорів для конфузора і дифузора аеротермопресора малої витрати для мікротурбін.

2. Методологія дослідження

Для визначення оптимальних конструктивних параметрів експериментального аеротермопресора (рис. 1) при різних швидкостях потоку повітря в робочій камері ($M = 0,4-0,8$) було проведено гідродинамічний аналіз ряду типових моделей за допомогою програмного комплексу комп'ютерного CFD-моделювання ANSYS Fluent [9].

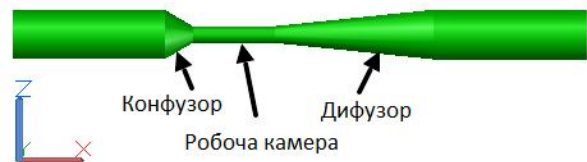


Рис. 1. Тривимірний твердотільний експериментальний аеротермопресор

Експериментальний аеротермопресор розроблено для дослідження робочих процесів при виникненні термогазодинамічної компресії при охолодженні циклового повітря мікротурбін з метою визначення оптимальних геометричних і режимних параметрів. Геометричні характеристики аеротермопресора наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Основні геометричні характеристики проточної частини експериментального аеротермопресора

Параметр	Значення
Довжина аеротермопресора $L_{атр}$, мм ($L_{ch}/D_{ch} = 5$)	341
Конфузор (сопло)	
Вхідний діаметр D_{c1} , мм	64
Вихідний діаметр D_{c2} , мм	22
Кут конфузора α , °	30; 35; 40; 45; 50
Довжина L_k , мм (при $\alpha = 30^\circ$)	36
Дифузор	
Вхідний діаметр D_{d1} , мм	22
Вихідний діаметр D_{d2} , мм	65
Кут конусності для дифузора β , °	6; 8; 10; 12
Довжина L_d , мм (при $\beta = 6^\circ$)	208
Камера змішування (робоча камера) при ($L_{ch}/D_{ch} = 5$)	
Діаметр D_{ch} , мм	22
Довжина L_{ch} , мм	108

Для побудови тривимірної твердотільної моделі застосовано графічний програмний комплекс AutoCAD (див. рис. 1). Вхідна і вихідна ділянки геометричної моделі витягнуті для виключення впливу крайових ефектів в розрахунковій моделі. Розрахункова сітка побудована за допомогою автоматичного методу побудови (Automatic Method), елементи сітки – тетраедри. Максимальний розмір кожного

елементу не перевищує 3 мм. Пристінні шари задано у кількості 4 одиниць.

Для проведення чисельного моделювання процесу перебігу повітряного потоку в аеротермопресорі методом кінцевих об'ємів в програмному комплексі ANSYS Fluent (CFD-моделювання) була визначена методика розрахунку, яка базується на вирішувачі Pressure-Based, обрано модель турбулентності, проведено розрахунок з урахуванням збіжності результатів та здійснено обробку та візуалізацію вихідних даних в постпроцесорі, у вигляді графіків, полів та ліній току для основних параметрів робочого процесу. Розрахунок основних параметрів потоку повітря (повний тиск, динамічний тиск, швидкість, температура та ін.) в аеротермопресорі проводився для ряду кутів конусності конфузора α і дифузора β , а також для ряду значень відносної швидкості повітря в робочій камері $M = 0,4-0,8$.

При дослідженні поведінки потоку повітря використовувалася двопараметрична модель турбулентності $k-\epsilon$ Realizable з групи моделей, в яких осереднене за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS). Дана модель рекомендована для вісьосиметричних потоків в струминних апаратах і дозволяє прогнозувати поведінку швидкості поширення потоку та добре зарекомендувала себе у вирішенні інженерних задач [10, 11].

Для визначення коефіцієнтів місцевого опору для дифузора і конфузора були використані класичні залежності гідрогазодинаміки [4 – 6].

Коефіцієнт повного місцевого опору ζ_t визначається за формулою:

$$\zeta_t = \frac{2\Delta p_t}{\rho w^2}, \quad (1)$$

де Δp_t – загальні втрати повного тиску, Па;
 ρ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 w – швидкість повітря, $\text{м}/\text{с}$.

Для перевірки на адекватність отриманих аналітичних залежностей для місцевого коефіцієнту опору застосовувалися отримані експериментальні дані, що наведені в [12, 13]. Експериментальні дані порівнювалися із отриманими під час CFD-моделювання та визначалась їх відносна розбіжність.

3. Результати дослідження

За результатами комп'ютерного CFD-моделювання для ряду моделей аеротермопресора було отримано значення коефіцієнтів місцевого опору для дифузора (кут розкриття $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$) і конфузора (кут розкриття $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$). Початкові дані на вході в конфузорну частину аеротермопресора: $P_1 = 3 \cdot 10^5$ Па; $T_1 = 453$ К, $w_{\text{air}} = 35$ м/с. Слід відмітити, що епюри швидкостей змінюються практично пропорційно (рис. 2), а характер зміни швидкості повітря w_{air} по довжині проточної частини досить рівномірний.

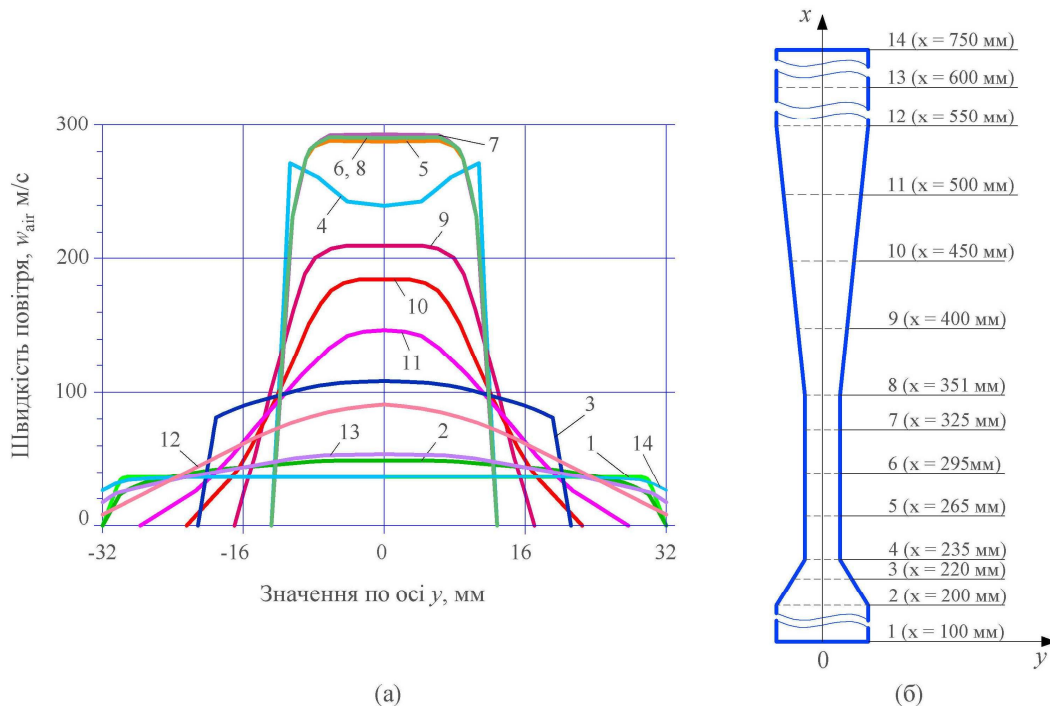


Рис. 2. Розподіл епюр швидкостей (а) по перетинам проточної частини аеротермопресора (б): $\alpha = 30^\circ$; $\beta = 6^\circ$; $M = 0,6$; $n_c = 6,6$; $n_d = 6,8$; $G_{\text{air}} = 0,34$ $\text{кг}/\text{с}$;
 x – відстань від вхідної кромки конфузорної частини аеротермопресора

Окрім того, значення коефіцієнтів місцевих опорів, як для конфузора ζ_c , так і для дифузора ζ_d , практично не змінюються при зміні швидкості в робочій камері – $M = 0,4-0,8$ і при зміні середнього значення числа Рейнольдса Re . При цьому для конфузора – $\zeta_c = 0,02-0,08$, де менші значення відповідають куту розкриття $\alpha = 30^\circ$. Вплив опору дифузора більш значний – $\zeta_d = 0,08-0,32$, де менше значення має дифузор із кутом розкриття $\beta = 6^\circ$. Відсутність впливу числа Re і числа Маха M на ζ_c і ζ_d свідчить про те, що має місце автотельний режим, тобто значення коефіцієнту місцевого опору залежить тільки від геометричних параметрів (кута розкриття α і β та ступеня розширення n_d або звуження n_c) відповідного каналу.

Враховуючи вище наведене, визначення рівняння залежності коефіцієнта місцевого опору конфузора ζ_c було проведено методом апроксимації в залежності від геометричних параметрів та отримано наступне рівняння:

$$\zeta_c = \sin\alpha(0,3287\sin\alpha - 0,2421) + n_c(7 \cdot 10^{-4}n_c - 0,0063) + 0,0858, \quad (2)$$

де α – кут конусності конфузора, $^\circ$;
 n_c – ступінь звуження конфузора.

Дане рівняння (коефіцієнт регресії – $R = 0,9857$; $R^2 = 0,9715$) отримано для характеристик течії в конфузорі: $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$; $\alpha = 30-50^\circ$; $M = 0,4-0,8$; $n_c = 5,6-8,5$.

Відхилення розрахункових значень коефіцієнта ζ_c від отриманих при чисельному CFD-моделюванні $\zeta_{c,c}$ складає $\delta_c = \pm 7\%$ (рис. 3).

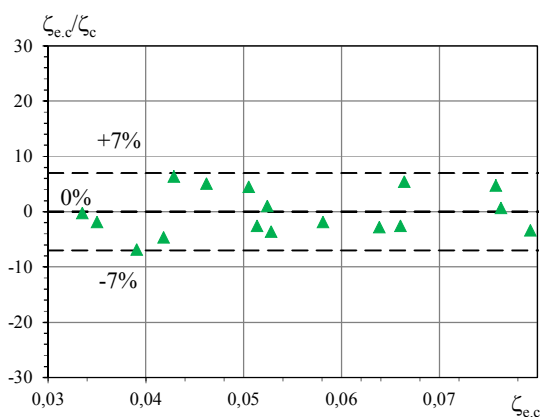


Рис. 3. Порівняння експериментальних коефіцієнтів місцевих опорів $\zeta_{c,c}$ в конфузорі з розрахунковими ζ_c

Визначення місцевого коефіцієнту опору дифузора ζ_d є більш складною задачею через вплив неоднорозно пов'язаних між собою геометричних і ре-

жимних параметрів, характеру поля швидкостей потоку, а також передумов для явища відриву примежевого шару.

Слід відмітити, що передумови до виникнення відриву примежевого шару мають місце майже на всіх режимах роботи аеротермопресора. Так, наприклад, при $M \geq 0,4$ виникає додаткова турбулізація потоку в примежевому шарі дифузора (рис. 4, а), при куті розкриття дифузора $\beta \geq 12^\circ$ (рис. 4, б) турбулізація потоку збільшується на стільки, що в при- стінній зоні виникають зворотні токи течії повітря.

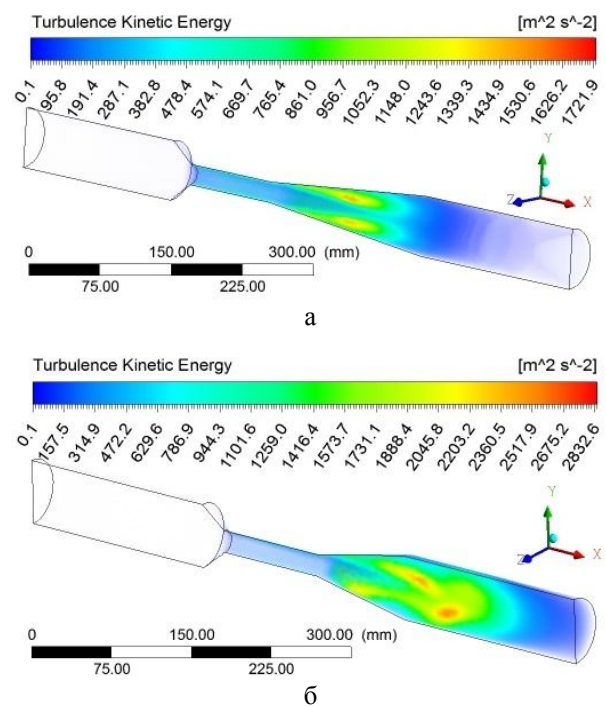


Рис. 4. Розподіл турбулентної кінетичної енергії в проточній частині аеротермопресора при куті розкриття дифузора $\beta = 6^\circ$ (а); 12° (б) і $M = 0,8$

Внаслідок цього, відбувається відрив потоку в примежевому шарі (рис. 5), що у свою чергу, призводить до різкого підвищення значення місцевого коефіцієнту опору ζ_d .

Визначення рівняння залежності коефіцієнта місцевого опору дифузора ζ_d було проведено методом апроксимації в залежності від геометричних параметрів та отримано наступне рівняння:

$$\zeta_d = \sin\beta(0,428 + 6,4174\sin\beta) + n_d(0,0142 - 7 \cdot 10^{-4}n_d) - 0,0794, \quad (3)$$

де β – кут конусності дифузора, $^\circ$;
 n_d – ступінь розширення дифузора.

Дане рівняння (коефіцієнт регресії – $R = 0,9828$; $R^2 = 0,9659$) отримано для характеристик

течії в дифузори: $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$; $\beta = 4-12^\circ$; $\alpha = 40^\circ$; $M = 0,4-0,8$; $n_d = 4,4-8,7$.

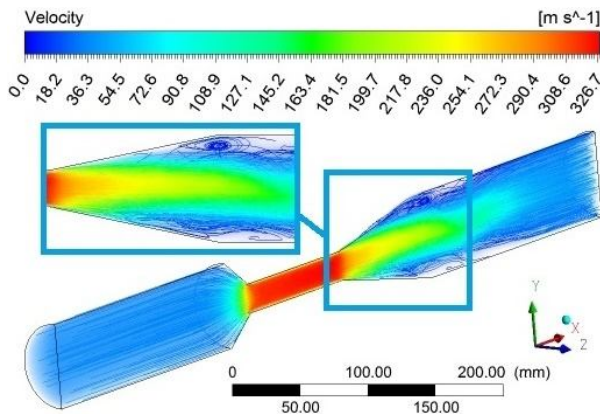


Рис. 5. Розподіл ліній току течії повітря в аеротермопресорі при куті розкриття дифузора $\beta = 12^\circ$ і $M = 0,8$.

Відхилення розрахункових значень коефіцієнта $\zeta_{e,d}$ від отриманих при чисельному CFD-моделюванні $\zeta_{e,d}$ складає $\delta_c = \pm 10\%$ (рис. 6).

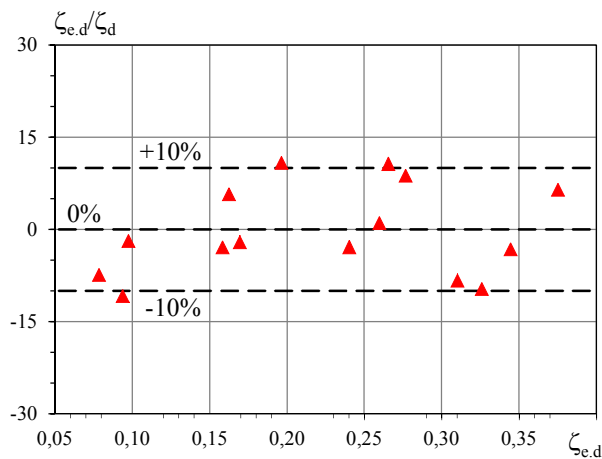


Рис. 6. Порівняння експериментальних коефіцієнтів місцевих опорів $\zeta_{e,d}$ в дифузори з розрахунковими ζ_d

При порівнянні розрахункових даних, які отримані за рівнянням (3) з експериментальними отриманими в роботі [13] можна побачити (рис. 7), що наведене для дифузора рівняння дає значення з допустимою похибкою ($\delta = \pm 20\%$) в діапазоні кутів розкриття $\beta = 6-12^\circ$. При $\beta \geq 12^\circ$ (наявний відрив потоку) розрахункові значення ζ_d значно перевищують експериментальні.

Аналіз розрахункових даних показує, що загальні втрати тиску в "сухому" аеротермопресорі (без упорскування рідини на випаровування) при фіксованому куті звуження конфузора $\alpha = 40^\circ$ і змінних кутах розкриття дифузора $\beta = 4-14^\circ$ складають

$\Delta P_{\text{loss}} = 0,05-1,00 \cdot 10^5$ Па (2-31 %). При фіксованому куті розкриття дифузора $\beta = 6^\circ$ і змінних кутах звуження конфузора $\alpha = 30-50^\circ$ – $\Delta P_{\text{loss}} = 0,05-0,40 \cdot 10^5$ Па (1-12 %). Отже вплив зміни кута розкриття дифузора більше ніж вплив кута звуження конфузора. При цьому можна рекомендувати для аеротермопресора з малою витратою повітря кути: $\alpha = 30^\circ$ і $\beta = 6^\circ$, які відповідають мінімальним втратам тиску $\Delta P_{\text{loss}} = 1,0-9,5\%$, а відтак, і максимальному підвищенню тиску в результаті термогазодинамічної компресії при упорскуванні та випаровуванні рідини в робочій камері.

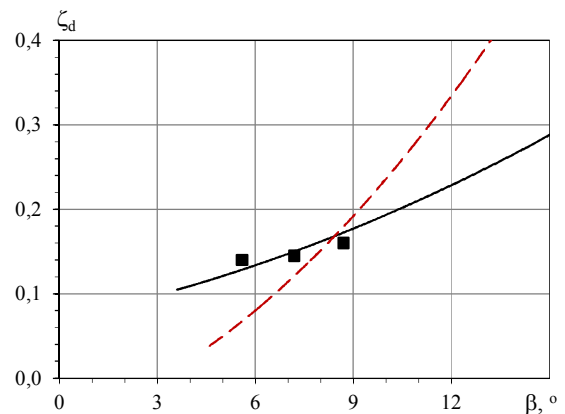


Рис. 7. Порівняння експериментальних місцевих коефіцієнтів опорів ζ_d в дифузори з розрахунковими в залежності від кута конусності β :
 --- розрахункова крива відповідно до рівняння (3);
 ■ – експериментальні ζ_d при $n_d = 4$ і $M = 0,4$ за даними наведеними в [13]

Таким чином, можна побачити, що розрахункові дані повністю відповідають результатам комп'ютерного CFD-моделювання, а отримані рівняння для визначення місцевих коефіцієнтів опорів можна рекомендувати для використання в методиці проектування аеротермопресорів малої витрати.

Висновки

1. Визначено емпіричні рівняння для визначення коефіцієнтів місцевого опорів для конфузора ζ_c і дифузора ζ_d маловитратного аеротермопресора. При використанні комп'ютерного CFD-моделювання визначено чисельні значення коефіцієнтів місцевих опорів при $M = 0,4-0,8$: $\zeta_c = 0,02-0,08$ і $\zeta_d = 0,08-0,32$.

2. Визначено рекомендовані кути: звуження конфузора $\alpha = 30^\circ$ і розкриття дифузора $\beta = 6^\circ$, які відповідають мінімальним втратам тиску $\Delta P_{\text{loss}} = 1,0-9,5\%$.

Література

1. Коновалов, Д. В. Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згоряння термopресором з упорскуванням перегрітої води [Текст] / Д. В. Коновалов, Г. О. Кобалава, С. І. Стародубець // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2017. – №3 (138). – С. 104–111.
2. Коновалов, Д. В. Застосування контактного охолодження повітря аеротермopресором в циклі газотурбінної установки [Текст] / Д. В. Коновалов, Г. О. Кобалава // *Холодильна техніка та технологія*. – 2018. – № 54 (5). – С. 62–67.
3. Живица, В. И. Промежуточные охладители с термopресором для двух ступенчатых аммиачных холодильных установок [Текст] / В. И. Живица // *Холодильная техника*. – 2002. – №5. – С. 18–20.
4. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.
5. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] / В. Р. Кулінченко. – Київ: Центр навчальної літератури, 2006. – 616 с.
6. Jayanti, S. *Computational Fluid Dynamics for Engineers and Scientists* [Text] / S. Jayanti. – Netherlands : Springer, 2014. – 402 p.
7. Fowle A. A. *An experimental investigation of an aerothermopressor having a gas flow capacity of 25 pounds per second* [Text] / A. A Fowle. – Cambridge : Massachusetts Institute of Technology, 1972. – 157 p.
8. Коновалов, Д. В. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках аеротермopресорами [Текст] / Д. В. Коновалов, Г. О. Кобалава // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2018. – № 1(145). – С. 29–36.
9. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 17.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., – 2016. – 1216 p.
10. PIV and CTA Measurement of Constant Area Mixing in Subsonic Air Ejector [Text] / V. Dvořák, P. Novotny, P. Dancova, D. Jasikova // *Experimental Fluid Mechanics*. – 2012. – Vol. 7, No. 1. – P. 109–114.
11. Rao, P. S. Turbulence Modeling and Numerical Analysis for the Configuration of a Supersonic Air Ejector [Text] / P. S. Rao, C. Moorthy, V. Srinivas // *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. – 2017. – Vol. 8, No. 10. – P. 130–139.
12. Степанов, И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Ленинград : Наука. Ленингр. отделение, 1977. – 199 с.
13. Дейч, М. Е. Газодинамика диффузоров и выходных патрубков турбомашин [Текст] / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – Москва : Энергия, 1970. – 384 с.

References

1. Konovalov, D. V., Kobalava, H. O., Starodubets, S. I. Systema okholodzhennia nadduvnoho povitria sudnovoho dyvhuna vnutrishnoho zghoriannia

termopresorom z uporskuvanniam perehritoї vody [The Charge Air Cooling System of the Ship's Internal Combustion Engine by the Thermopressor with Overheating Water Injection]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika i tekhnolohiya – Aerospace Technic and Technology*, 2017, no. 3 (138), pp. 104–111.

2. Konovalov, D. V., Kobalava, H. O. Zastosuvannia kontaktnoho okholodzhennia povitria aerothermopresorom v tsykli hazoturbinnoi ustanovky [Contact Air Cooling by Using the Aerothermopressor in the Gas Turbine Plant Cycle]. *Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia – Refrigeration Engineering and Technology*, 2018, no. 54 (5), pp. 62–67.

3. Zhivica, V. I. Promezhutochnye ohladiteli s termopressorom dlja dvuh stupenchatyh ammiachnyh holodil'nyh ustanovok [Intercoolers with thermopressor for two-stage ammonia refrigeration units]. *Holodil'naja tekhnika*, 2002. no. 5, pp. 18–20.

4. Idel'chik, I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam* [Handbook of hydraulic resistances]. Moscow, "Mashinostroenie" Publ., 1992. 672 p.

5. Kulinchenko, V. R. *Hidravlika, hidravlichni ma-shyny i hidropryvid* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drive]. Kyiv, "Tsentr navchalnoi literatury" Publ., 2006. 616 p.

6. Jayanti, S. *Computational Fluid Dynamics for Engineers and Scientists*. Netherlands, Springer Publ., 2014. 402 p.

7. Fowle, A. A. *An experimental investigation of an aerothermopressor having a gas flow capacity of 25 pounds per second*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology Publ., 1972. 157 p.

8. Konovalov, D. V., Kobalava, H. O. Promizhne okholodzhennia tsyklovoho povitria v hazoturbinnnykh ustanovkakh aerothermopresoramy [Intercooling of the Gas Turbine Plant Cyclic Air with an Aerothermopressor]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika i tekhnolohiya – Aerospace Technic and Technology*, 2018, no. 1 (145), pp. 29–36.

9. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 17.0. Canonsburg, ANSYS, Inc., 2016. 1216 p.

10. Dvořák, V., Novotny, P., Dancova, P., Jasikova, D. PIV and CTA Measurement of Constant Area Mixing in Subsonic Air Ejector. *Experimental Fluid Mechanics*, 2012, vol. 7, no. 1, pp. 109–114.

11. Rao, P. S., Moorthy, C., Srinivas, V. Turbulence Modeling and Numerical Analysis for the Configuration of a Supersonic Air Ejector. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, vol. 8, no. 10, pp. 130–139.

12. Stepanov, I. R., Chudinov, V. I. *Nekotorye zadachi dvizheniya gaza i zhidkosti v kanalakh i truboprovodakh energoustanovok* [Some problems of the gas and liquid motion in the channels and pipelines of power plants]. Leningrad, The Science Publ., Leningrad department, 1977. 199 p.

13. Dejch, M. E., Zaryankin, A. E. *Gazodinamika diffuzorov i vyhodnyh trubokov turbomashin* [Gas dynamics of diffusers and outlets of turbomachines]. Moscow, "Jenergija" Publ., 1970. 384 p.

Надійшла до редакції 12.02.2019, розглянута на редколегії 15.04.2019

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ АЭРОТЕРМОПРЕССОРА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА МИКРОТУРБИН

Г. А. Кобалава

Среди современных струйных технологий одним из перспективных направлений исследования является изучение газодинамических процессов в аэротермопрессоре. Этот струйный аппарат представляет собой устройство для контактного охлаждения (теплота воздушного потока расходуется на мгновенное испарение капель воды), в котором присутствует эффект термогазодинамической компрессии, то есть повышение давления воздуха. Значительное влияние на рабочие процессы в аэротермопрессоре оказывают конструктивные факторы, которые влияют на затраты энергии для преодоления сил трения и местных сопротивлений на сужающе-расширяющихся участках аппарата. Актуальным в развитии струйных технологий аэротермопрессорного типа является определение рациональных параметров организации рабочего процесса с соответствующей разработкой конструкции проточной части. При этом необходимо иметь возможность для аналитического определения потерь для конфузора и диффузора аэротермопрессора, связанных с трением. В работе проведено исследование ряда типовых моделей аэротермопрессора с применением компьютерного CFD-моделирования. Определение основных параметров потока воздуха (полное давление, динамическое давление, скорость, температура и др.) проводилось для ряда углов конусности конфузора α и диффузора β , а также для ряда значений относительной скорости воздуха в рабочей камере $M = 0,4-0,8$. Установлено, что значение коэффициента местного сопротивления зависит только от геометрических параметров (угла раскрытия α и β и степени расширения n_d или сужения n_c) соответствующего канала, то есть характер течения воздуха в аэротермопрессоре соответствует автомодельному режиму. Проведено сравнение полученных данных с экспериментальными данными. Отклонения расчетных значений коэффициентов местных сопротивлений в конфузоре и в диффузоре от полученных при компьютерном CFD-моделировании, не превышают 7...10%. Были определены аналитические зависимости для определения коэффициентов местного сопротивления, которые можно рекомендовать для использования в методике проектирования малорасходных аэротермопрессоров для микротурбин.

Ключевые слова: потери давления; компьютерное моделирование; конфузор; диффузор.

DESIGN PARAMETERS DETERMINATION OF THE AEROTHERMOPRESSOR FLOW PART OF THE AIR COOLING SYSTEM IN MICROTURBINES

Halina Kobalava

Among modern jet technologies, one of the promising research areas is a study of gas-dynamic processes in the aerothermopressor. This jet apparatus is a device for contact cooling (the heat from the air flow is consumed for the instantaneous evaporation of water droplets), in which there is a thermogasdynamic compression effect, and that is, the air pressure increase is taken place. A significant influence on the working processes in the aerothermopressor is exercised by design factors. The influence of these factors on energy costs to overcome the friction losses and local resistances on the convergent-divergent sections of the apparatus was investigated. Relevant in the aerothermopressors development is to determinate of rational parameters of the workflow organization with the corresponding development of the flow part design. At the same time, it is necessary to have an opportunity for analytical determination of pressure losses in the confuser and diffuser of the aerothermopressor. A research of typical models of the aerothermopressor for a number of taper angles of a confuser α (convergent angle $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$) and diffuser β (divergent angle $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$), for a number of air velocity values in the working chamber $M = 0.4-0.8$ has been carried out. The obtained calculated data (results of computer CFD-simulation) and experimental data have been compared. The error of the values for the coefficients of local resistances in the confuser and diffuser does not exceed 7-10%. It was established that the value of the local resistance coefficient depends only on the geometrical parameters (the angle of tapering and the diameters ratio of the input and output D_1/D_2), that is, the air flow character in the aerothermopressor corresponds to the self-similar mode. The recommended angles were determined: confuser convergent angle $\alpha = 30^\circ$ and diffuser divergent angle $\beta = 6^\circ$, corresponding to the minimum pressure loss $\Delta P_{\text{loss}} = 1.0-9.5\%$. The empirical equations were defined for determining the local resistance coefficients of the confuser and diffuser, which can be recommended for use in the design of low-flow aerothermopressor for micro-turbines.

Keywords: pressure losses; computer modeling; confuser; diffuser.

Кобалава Галина Олександрівна – викладач кафедри теплотехніки, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна.

Halina Kobalava – Teacher of Heat Engineering Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson Branch, Kherson, Ukraine, e-mail: g.lavamay@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-0634-5814, ResearcherID: Q-7206-2017, <https://scholar.google.com.ua/citations?user=8BZ2xvwAAAJ&hl=uk>