

О. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУБОТОВИЧ, Ю. О. ЮДИН, С. П. НАУМЕНКО

ВПЛИВ ЧИСЕЛ МАХА І РЕЙНОЛЬДСА НА АЕРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЛОВОЇ РЕШІТКИ ГАЗОВОЇ ТУРБИНИ

Представлені результати експериментального дослідження кільцевої соплової решітки малорозмірної газової турбіни середньої в'язовості у складі турбінного ступеня, а також в умовах сумісної роботи з радіальним дифузором. При наявності робочого колеса число Маха змінювалося в діапазоні 0,3 – 0,85, а в статичних умовах в діапазоні 0,3 – 1,4. Коефіцієнт витрати знаходився за інтегральною методикою з використанням дренажів, коефіцієнти втрат і усереднені кути потоку визначені за результатами детальних вимірювань параметрів потоку за решіткою пневмометричними зондами. Аеродинамічна ефективність соплової решітки знаходиться на дуже високому рівні і на розрахунковому трансзвуковому режимі коефіцієнт втрат кінетичної енергії дорівнює 0,052, а коефіцієнт повних втрат – 0,09. На режимах, де число Маха дорівнює 0,6, зафіксований дуже сильний вплив граничних умов за сопловою решіткою на її аеродинамічні характеристики, що вказує на недоліки експериментів без робочого колеса. Встановлено, що від робочого колеса можна відмовитися, якщо число Маха перевищує 0,85.

Ключові слова: соплова решітка, коефіцієнти втрат, кути потоку, коефіцієнт витрати.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, YU. YUDIN, S. NAUMENKO THE EFFECT OF MACH AND REYNOLDS NUMBERS ON THE AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE NOZZLE CASCADE OF A GAS TURBINE

The data of experimental studies of a circular nozzle cascade for a small-sized gas turbine with a medium ratio of the diameter to the blade height as part of a turbine stage, as well as in conditions of joint operation with a radial diffuser have been presented. In the presence of an impeller, the Mach number varied in the range of 0.3 to 0.85, and in static conditions it varied in the range of 0.3 to 1.4. The flow rate coefficient was determined by the integral method using drains, and the loss coefficients and averaged flow angles were determined based on the data of detailed measurements of the flow parameters behind the cascade using pneumometric probes. The aerodynamic efficiency of the nozzle cascade is at a very high level and in the calculated transonic mode the kinetic energy loss coefficient is 0.052, and the total loss coefficient is 0.09. For modes, where the Mach number is equal to 0.6, a very strong effect of the boundary conditions behind the nozzle cascade on its aerodynamic characteristics is recorded and it is indicative of the drawbacks of experiments without an impeller. It is established that the impeller can be abandoned if the Mach number exceeds 0.85. It is also established that for a Mach number above 1.15, the Reynolds number of $10.5 \cdot 10^5$ is self-similar for the flow rate coefficient. When the Mach number is increased to 1.25, the nozzle cascade is completely closed, and the flow coefficient in the self-similarity zone reaches a maximum in terms of the Reynolds number. For the thermal calculations of the stage, the averaged angle of the flow exit from the nozzle cascade and its total loss coefficient that takes into account not only kinetic energy losses, but also kinematic losses should be used.

Key words: nozzle cascade, loss coefficients, flow angles, and the flow rate coefficient.

Вступ

В дисертаційній роботі [1] розглянуті результати дослідження малорозмірної газової турбіни в «холодних» умовах аеродинамічної лабораторії НТУ «ХПІ». В багатьох статтях, що пов'язані з цим дослідженням, наведена інформація про конструкцію експериментальних стендів, методику планування і проведення експерименту, коефіцієнти втрат соплової решітки і робочого колеса, вплив періодично нестационарних процесів на втрати в робочому колесі, вплив величини радіального зазору на економічність турбіни. В [1] економічність соплової решітки визначалася за результатами осереднення параметрів в просторового потоку за нею методом $E, Rr, Ia, G Ma$ в позначеннях [2]. В цьому методі аеродинамічними характеристиками решітки є коефіцієнт втрат ζ_n і кути потоку α_n і γ_n . Кут γ_n враховує рівень радіальної складової швидкості за решіткою і разом з коефіцієнтом ζ_n визначає її ефективність. Чим більше ці дві характеристики, тим гірше якість решітки.

Для виконання теплового розрахунку турбінного ступеня в одномірній постановці необхідно

мати у своєму розпорядженні дані про усереднені кути виходу потоку з соплової решітки і її інтегральні коефіцієнти втрат [3]. Кожна з цих трьох інтегральних аеродинамічних характеристик залежить від чисел Маха M_{1r} і Рейнольдса Re_{1r} , а також метода усереднення параметрів потоку. В 2023 році в НТУ ХПІ для решіток з циліндричними меридіональними окресленнями і решіток з окресленнями, що мало відрізняються від циліндричних, був запропонований новий метод усереднення параметрів потоку [3]. В цьому методі просторовий потік за сопловою решіткою перетворюється в канонічний циліндричний потік, а аеродинамічними характеристиками решітки є лише один кут потоку α_n і коефіцієнт повних втрат ζ_n , який враховує не тільки втрати кінетичної енергії, тобто втрати тиску гальмування, але і кінематичні втрати, пов'язані з нерівномірністю параметрів потоку перед робочим колесом, а також наявністю радіальної складової швидкості.

Об'єктом досліджень є соплова решітка середньої в'язовості (висота – 20 мм, середній діаметр 175,2 мм) потужної (500 – 2000 кВт) швидкісної (до $n = 52000$ об/хв) високотемпературної газової турбіни високого тиску, яка на розрахун-

ковому режимі працює з початковими параметрами гальмування $T_0^* = 1350 \text{ K}$, $P_0^* = 1,65 \text{ МПа}$, числом Маха 0,95 і числом Рейнольдса $18,5 \cdot 10^5$ [1]. Повне моделювання граничних умов за сопловою решіткою може забезпечити лише робоче колесо, яке при «холодних» (300 – 350 К) випробуваннях повітряної турбіни має обертатися на розрахунковому режимі з частотою 25000 об/хв, що забезпечує збереження критерія подібності $\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}$. Оскільки

це неможливо, випробування при великих числах Маха і Рейнольдса доводилося проводити без робочого колеса, коли за сопловою решіткою розташовувався радіальний дифузор, ефективно гальмувавший закручений потік.

Мета роботи

1 За допомогою пневмометричних зондів визначити структуру потоку за сопловою решіткою і знайти коефіцієнти втрат для $M_{1r} = 0,35 - 1,34$.

2 Використовуючи показання дренажів визначити коефіцієнт витрати соплової решітки в широкому діапазоні зміни чисел M_{1r} і Re_{1r} .

3 Розробити методику, яка дозволяє знайти осереднений кут виходу потоку з решітки, якщо відомими є коефіцієнт витрати і коефіцієнт повних втрат.

4 Визначити вплив вихідних умов за сопловою решіткою на її аеродинамічні характеристики.

Об'єкти досліджень

Базовим варіантом дослідження є газова турбіна з радіальноосьовим входом потоку RA і перехідним патрубком TD – варіант $RA + N + R + TD$, в якому соплова решітка позначена за N , а робоче колесо як R (табл. 1). Перехідний патрубок має в середині чотири соплові стійки. Варіант $RA + N + TD$ відрізняється від базового відсутністю робочого колеса. Для забезпечення можливості роботи соплової решітки на надзвукових режимах в варіантах $RA + N + RD$ і $A + N + RD$ використовувався безлопатковий радіальний дифузор RD . Буквою A позначений сопловий вхід у соплову решітку.

Таблиця 1 – Експериментальні моделі

$RA + N + R + TD$	$RA + N + RD$	$A + N + RD$

Коефіцієнти втрат

Залежність коефіцієнтів втрат соплової решітки від числа Маха M_{1t} показана на рис. 1. В експерименті разом з числом Маха змінювалося і число Рейнольдса Re_{1t} , але при $Re_{1t} > 6 \cdot 10^5 \approx Re_{1тав}$ його вплив можна не враховувати (автомодельність по числу Рейнольдса для коефіцієнтів втрат).

При дослідженні турбінного варіанту $RA + N + R + TD$ (див. крапки \bullet на рис. 1) число $Re_{1t} \approx 10^6 \cdot M_{1t}$, а збільшення M_{1t} з 0,3 до 0,85 призвело до зменшення коефіцієнта втрат ζ_n з 0,077 до 0,065. На режимі з $M_{1t} = 0,85$, $Re_{1t} = 9 \cdot 10^5$ відцентрований нагнітач (ВЦН) з електроприводом 700 кВт працює на максимальній потужності, що дозволяє підвищити надлишковий тиск гальмування перед турбіною P_0^* до 0,85 ат. Для визначення коефіцієнта втрат ζ_n застосовувалася методика, в якій при усередненні параметрів потоку за сопловою решіткою зберігалися наступні інтегральні характеристики потоку: повна енергія, радіальна проекція кількості руху, осьова складова повного імпульсу, витрата та осьова проекція моменту кількості руху – метод E, Rr, Ia, G, Ma в позначеннях [2].

У разі використання повітрядувки з електроприводом 120 кВт надлишковий тиск гальмування

P_0^* перед турбіною можна підняти до 0,35 ат, витрату до 1 кг/с, число Маха до 0,6. На режимі 10, який детально розглянутий в [2], при $P_0^* = 0,2936$ ат, $M_{1t} = 0,585$ коефіцієнт втрат $\zeta_n = 0,071$.

Видалення робочого колеса, тобто перехід до варіанту $RA + N + TD$, зменшує гідравлічний опір елементів розташованих за сопловою решіткою, що дозволило на режимах з повітрядувкою трохи підняти числа M_{1t} , Re_{1t} . При цьому коефіцієнт втрат ζ_n підвищився з 0,071 до 0,081, що є наслідком зміни вихідних умов за сопловою решіткою і навряд чи пов'язано із незначним збільшенням M_{1t} до 0,626 і Re_{1t} до $7,3 \cdot 10^5$ (табл. 2).

Заміна перехідного патрубку TD радіальним дифузором (варіант $A + N + RD$ на режимі $M_{1t} = 0,62$, $Re_{1t} = 6 \cdot 10^5$) майже не вплинула на коефіцієнт ζ_n , який зменшився з 0,071 до 0,069.

Застосування радіального дифузора дозволило підвищити число Маха M_{1t} до 0,95 за умови використання повітрядувки і до 1,38 за умови використання ВЦН. Важливо підкреслити, що при $M_{1t} = 0,85 - 0,95$ вихідні умови за сопловою решіткою вже не впливають на коефіцієнт втрат ζ_n , який знаходиться на рівні 0,06 – 0,066 у варіантах $RA + N + R + TD$, $RA + N + RD$, $A + N + RD$.

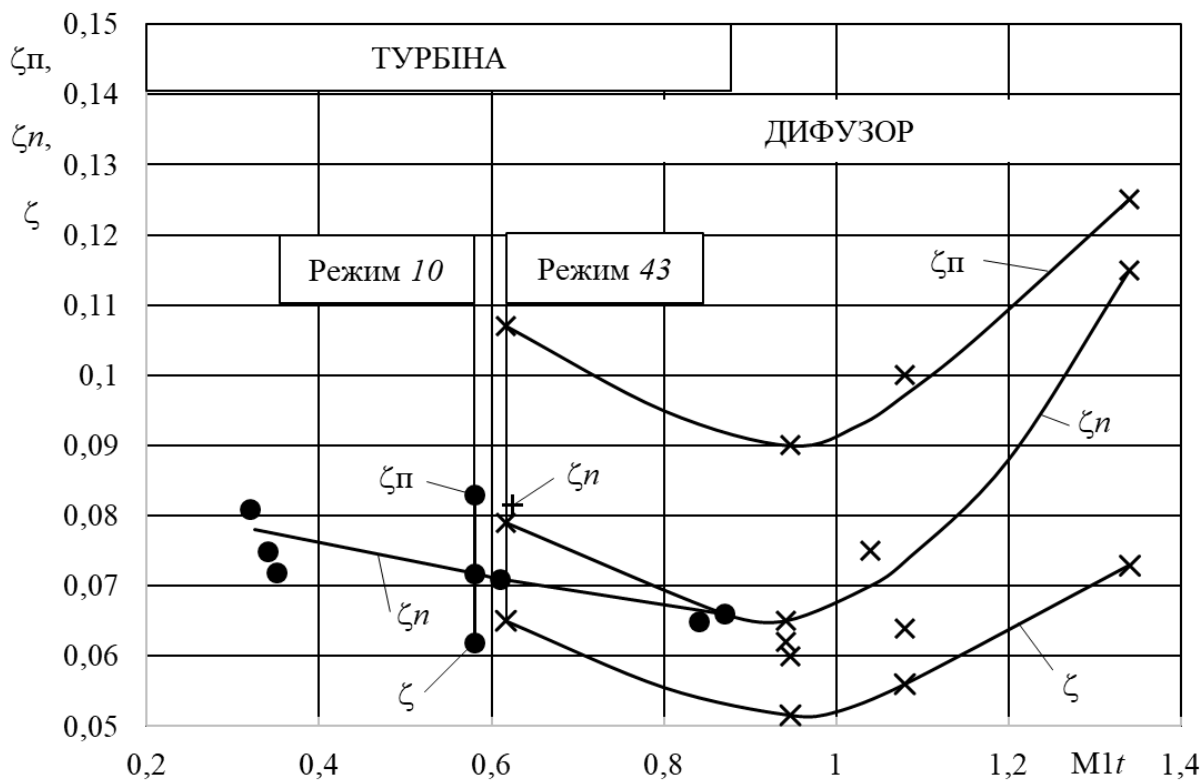


Рисунок 1 – Вплив критеріїв подібності на коефіцієнти втрат соплової решітки:

\bullet – варіант $RA + N + R + TD$; $+$ – варіант $RA + N + TD$; \times – варіанти $RA + N + RD$ і $A + N + RD$

Це дозволяє на трансзвукових режимах визначити аеродинамічні характеристики соплової решітки при відсутності робочого колеса. На розрахунковому режимі роботи малорозмірної газової турбіни високого тиску ($M_{1r} = 0,95$, $Re_{1r} = 18,5 \cdot 10^5 > Re_{1r,aut}$) коефіцієнт втрат соплової решітки $\zeta_n \approx 0,064$. Збільшення M_{1r} до 1,34 призводить до підвищення цього коефіцієнту до 0,115.

Використання у тепловому розрахунку турбінного ступеня інтегральних характеристик решітки ζ_n , α_n , γ_n , знайдених за допомогою метода E , Rr , Ia , G , Ma , незначно завищує тиск за сопловою решіткою (на 17 кг/м^2 на режимі 10). Тому для визначення інтегральних характеристик решітки $\bar{\zeta}$, $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$ краще застосовувати метод 1, в якому при осередненні параметрів потоку зберігаються наступні інтегральні характеристики потоку: повна енергія E , кінетична енергія E_k , кінетична енергія у теоретичному процесі течії E_{kt} , витрата G , осьова проекція моменту кількості руху Ma (метод E , E_k , E_{kt} , G , Ma в [2]). Дві риси над інтегральними характеристиками решітки у всіх методах вказують на те, що осереднення спочатку виконується у тангенціальному напрямку, а потім у радіальному. Для спрощення позначень коефіцієнт $\bar{\zeta}$, визначений методом E , Rr , Ia , G , Ma , позначений як ζ_n . Для метода 1 $\bar{\zeta} = \zeta$, $\bar{\alpha} = \alpha$, $\bar{\gamma} = \gamma$, а коефіцієнт ζ має фізичний сенс коефіцієнта втрат кінетичної енергії (КВКЕ).

Для турбінного режиму 10 в [2] підраховані наступні інтегральні характеристики: $\zeta = 0,062$, $\alpha = 18,92^\circ$, $\gamma = 8,68^\circ$. З рис. 1 видно, що КВКЕ набагато менше коефіцієнта ζ_n , оскільки не враховує кінематичні втрати, пов'язані з нерівномірністю параметрів просторового потоку за сопловою решіткою і наявність радіальної соплової швидкості. На режимах $M_{1r} \approx 0,6$, $Re_{1r} \approx 6 \cdot 10^5$ перехід від варіанту $RA + N + R + TD$ до варіанту $A + N + RD$ збільшує КВКЕ з 0,062 до 0,065, а кут γ з $8,25^\circ$ до $12,3^\circ$. На розрахунковому режимі при $M_{1r} = 0,95$ коефіцієнти ζ і ζ_n мінімальні.

В [3] аеродинамічну ефективність процесів, що відбуваються у сопловій решітці, запропоновано оцінювати за допомогою коефіцієнта повних втрат

$$\zeta_n = 1 - (1 - \zeta) \cos^2 \gamma, \quad (1)$$

який складається з коефіцієнта втрат кінетичної енергії і коефіцієнта кінематичних втрат: $\zeta_n = \zeta + \zeta_{кин}$. На турбінному режимі 10 $\zeta_n = 0,083$, а в варіанті $A + N + RD$ на режимі 43 і 45 $\zeta_n = 0,107$ (рис. 1). Таким чином, на режимах з $M_{1r} \approx 0,6$, $Re_{1r} \approx 6 \cdot 10^5$ видалення робочого колеса і заміна перехідного патрубку радіальним дифузorzом не впливає на рівень втрат кінетичної енергії, але суттєво підвищує коефіцієнт повних втрат ζ_n .

При розрахунковому числі Маха $M_{1r} = 0,95$, соплова решітка у складі варіанта $RA + N + RD$ має наступні інтегральні характеристики: $\zeta = 0,0515$, $\alpha = 18,67^\circ$, $\gamma = 11,6^\circ$, $\zeta_n = 0,09$. Перехід до варіанту $A + N + RD$ (див. табл. 2) не впливає на характеристики, отримані в умовах, коли число Рейнольдса Re_{1r} вдвічі менше розрахункового значення. Зрозуміло, що підвищення Re_{1r} до $18,5 \cdot 10^5$ вряд чи вплине на ζ , γ , ζ_n , але збільшить кут α і коефіцієнт витрати C_{dn} .

Коефіцієнт витрати

На режимах, де за сопловою решіткою відбувалося вимірювання параметрів потоку пневмометричними зондами і знайдені її інтегральні характеристики ζ , α , γ , можна підрахувати і коефіцієнт витрати C_{dn} , який не є незалежною характеристикою. Для дозвукових режимів ($M_{1r} < 1$)

$$C_{dn} = 3,132 \sqrt{1 - \zeta} (\cos \gamma \sin \alpha) \frac{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2}{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 (1 - \zeta)}, \quad (2)$$

для надзвукових режимів

$$C_{dn} = 4,94 \sqrt{1 - \zeta} (\cos \gamma \sin \alpha) \lambda_{1r} \frac{(1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2)^{3,5}}{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 (1 - \zeta)}. \quad (3)$$

Таблиця 2 – Результати дослідження варіантів $RA + N + TD$, $RA + N + RD$, $A + N + RD$

Варіант	$RA + N + TD$		$A + N + RD$				$RA + N + RD$		
Режим	39	43	44	45	46	47	40	42	41
P_0^* , кг/м ²	3158	1220	2926	1220	2938	4234	2863	7914	3750
T_0^* , К	293	300	303	301	305	347	312	357	351
P_{1dr} , кг/м ²	26	-1406	-2865	-1421	-2865	-3340	-2784	-3975	-3150
G , кг/с	0,93	0,74	1,04	0,735	1,04	1,03	0,997	1,294	0,979
M_{1r}	0,626	0,617	0,942	0,617	0,942	1,08	0,947	1,34	1,04
$Re_{1r}/10^5$	7,3	6,0	8,53	6,0	8,5	8,1	8,0	9,7	7,6
ζ_n	0,081	0,079	0,065	0,079	0,062	0,064	0,06	0,115	0,075
C_{dn}	0,99	0,93	0,986 ¹⁾	0,924	0,986 ¹⁾	0,948	0,948	0,973	0,943

¹⁾ Коефіцієнт C_{dn} підвищений через перетворення водяної пари у лід або воду.

Ці формули приведені [4], а коефіцієнти 3,132 і 4,94 відповідають конкретному об'єкту досліджень.

Оскільки об'єкт досліджень має циліндричні меридіональні окреслення, замість методу 1 можна застосувати метод 4, що дозволяє зменшити з трьох до двох кількості інтегральних аеродинамічних характеристик, відкинувши кут γ і замінив коефіцієнт втрат кінетичної енергії ζ на коефіцієнт повних втрат ζ_n . Кут α_n з методу 4 незначно перевищує кут α з методу 1 [3]. Оскільки в обох методах осереднений тиск за решіткою однаковий, однакові і теоретична витрата і коефіцієнт витрати.

Для дозвукового потоку

$$C_{dn} = 3,132 \sqrt{1 - \zeta_n} \sin \alpha_n \frac{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2}{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 (1 - \zeta_n)}, \quad (4)$$

а для надзвукового

$$C_{dn} = 4,94 \sqrt{1 - \zeta_n} \sin \alpha_n \lambda_{1r} \frac{(1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2)^{3,5}}{1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 (1 - \zeta_n)}. \quad (5)$$

Формулами (2) – (5) можна скористуватися для всіх режимів випробування турбіни (варіант $RA + N + R + TD$) і режимів 39 – 47 випробувань соплової решітки в статичних умовах. В усіх інших випадках C_{dn} знаходився набагато простіше як відношення фактичної витрати, яка вимірювалася за допомогою стандартної витратомірної діафрагми експериментального стенду, до теоретичної витрати, яка знаходилася по параметрам гальмування P_0^* , T_0^* і за напісують тисків, що вимірювалися за допомогою кореневого і периферійних дренажів за сопловою решіткою.

В статичних умовах роботи соплової решітки з радіальним дифузором сумісне підвищення критеріїв подібності M_{1r} і Re_{1r} призводить до зростання коефіцієнта витрати (рис. 2).

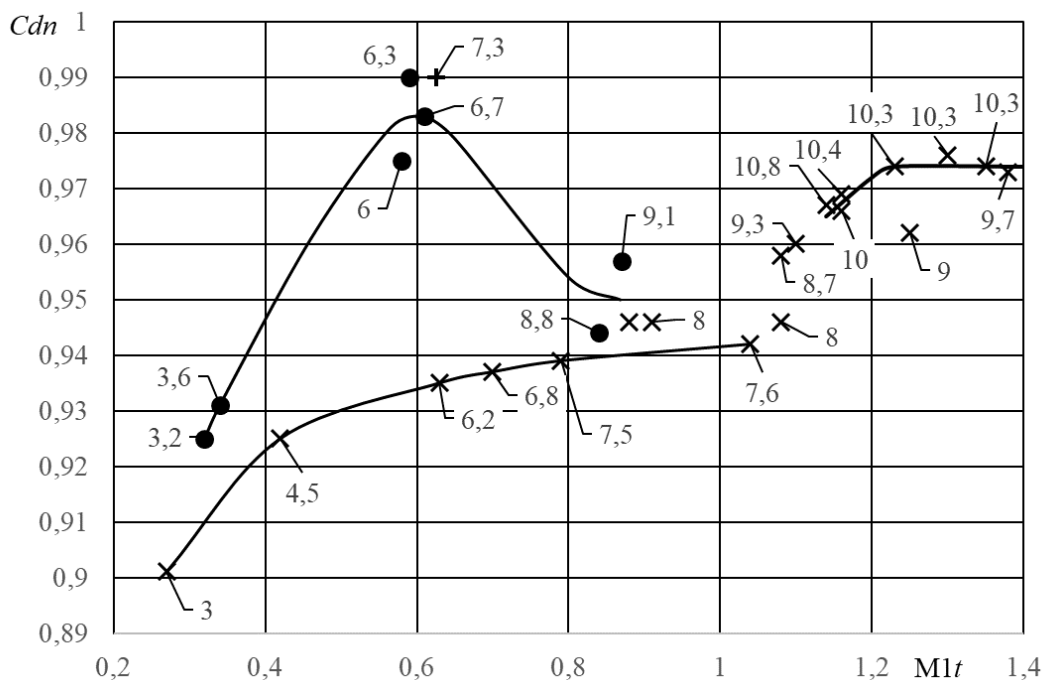


Рисунок 2 – Вплив критеріїв подібності на коефіцієнт витрати:

- – варіант $RA + N + R + TD$; + – варіант $RA + N + TD$; × – варіанти $RA + N + RD$ і $A + N + RD$;
- числами біля точок позначено число Рейнольдса $Re_{1r}/10^5$

При $M_{1r} \approx 1,25$, $\lambda_{1r} \approx 1,2$ коефіцієнт витрати досягає свого максимального рівня 0,974, тому що усі пояси решітки замикаються від всіляких змін, які можуть мати місце у її вихідному перетині. Важливо підкреслити, що при $M_{1r} \approx 1,25$ автомобільним для коефіцієнта витрати є число Рейнольдса $Re_{1r} \approx 10,5 \cdot 10^5$. Випробування варіанта $A + N + RD$ з $L = 10$ мм (це відстань між стінками радіального дифузора) на режимах, коли замкненою є не соплова решітка, а радіальний дифузор,

показало, що і при $M_{1r} \approx 1,15$ автомобільним для C_{dn} є також число Рейнольдса $10,5 \cdot 10^5$. В зоні автомобільності, тобто при $Re_{1r} \geq 10,5 \cdot 10^5$ зменшення M_{1r} з 1,25 до 1,15 зменшує C_{dn} з 0,974 до 0,967. Нажаль, для розрахункового режиму $M_{1r} = 0,95$, $Re_{1r} = 18,5 \cdot 10^5$ коефіцієнт витрати не був визначений і, як це видно з рис. 2, знаходиться в діапазоні 0,95 – 0,967. Збільшити при $M_{1r} = 0,95$ число Рейнольдса з $8,0 \cdot 10^5$ (режим 40 у табл. 2) до

$$\text{Re}_{1t} = 0,193 \frac{\lambda_{1t} \tau_{1t} T_0^* + 122}{\sqrt{\tau_{1t}} \tau_{1t} T_0^*} (P_1 + B) \cdot 10^5 = 12,4 \cdot 10^5 \quad (6)$$

можна на початку робочого дня, включивши ВЦН на максимальну потужність ($P_0^* + B = 20000 \text{ кг/м}^2$, $T_0^* = 312 \text{ К}$) і забезпечивши за допомогою регулюємого радіального дифузора з неоптимальним $L < 10 \text{ мм}$ підвищений тиск $P_1 + B = 11200 \text{ кг/м}^2$. Зменшуючи при $M_{1t} = 0,95$ число Рейнольдса можна для розрахункового режиму знайти як C_{dn} , так і $\text{Re}_{1\text{таут}}$.

На режимах з розрахунковим $M_{1t} = 0,95$ але декілька зниженим числом Рейнольдса $\text{Re}_{1t} \approx 9 \cdot 10^5$ зміна граничних умов за сопловою решіткою не впливає не тільки на коефіцієнти втрат (рис. 1), але і на коефіцієнт витрати (рис. 2). Але на режимах з $M_{1t} \approx 0,6$, $\text{Re}_{1t} \approx 6 \cdot 10^5$ перехід від статичних умов роботи з радіальним дифузором до турбінного варіанта різко підвищує C_{dn} з 0,935 до 0,985, що пов'язане, ймовірно, з великим (-35°) кутом атаки робочого колеса. Видалення робочого колеса не

впливає на C_{dn} , оскільки гальмування закрученого потоку у перехідному патрубку із чотирма силовими стійками відбувається з дуже великими гідравлічними втратами, коли відсутнє відновлення тиску у цьому патрубку. При маленьких $M_{1t} \approx 0,3$, $\text{Re}_{1t} \approx 3 \cdot 10^5$ робоче колесо функціонує з нульовими кутами атаки, тому перехід до варіантів з радіальним дифузором змінює коефіцієнт C_{dn} всього на 0,01.

З рис. 3 видно, що при $\text{Re}_{1t} \approx 8 \cdot 10^5$ коефіцієнт витрати не залежить від числа Маха, якщо воно змінюється в межах $M_{1t} = 0,95 \pm 0,2$. На режимах з автотурбінним $\text{Re}_{1\text{таут}} = 10,5 \cdot 10^5$ зниження числа Маха з $M_{1t} \geq 1,25$ (коли соплова решітка замкнена) до $M_{1t} = 1,15$ зменшує C_{dn} з 0,974 до 0,967. Можна очікувати, що на розрахунковому режимі з $M_{1t} = 0,95$ коефіцієнт витрати буде знаходитися на рівні 0,96 (пунктир на рис. 3).

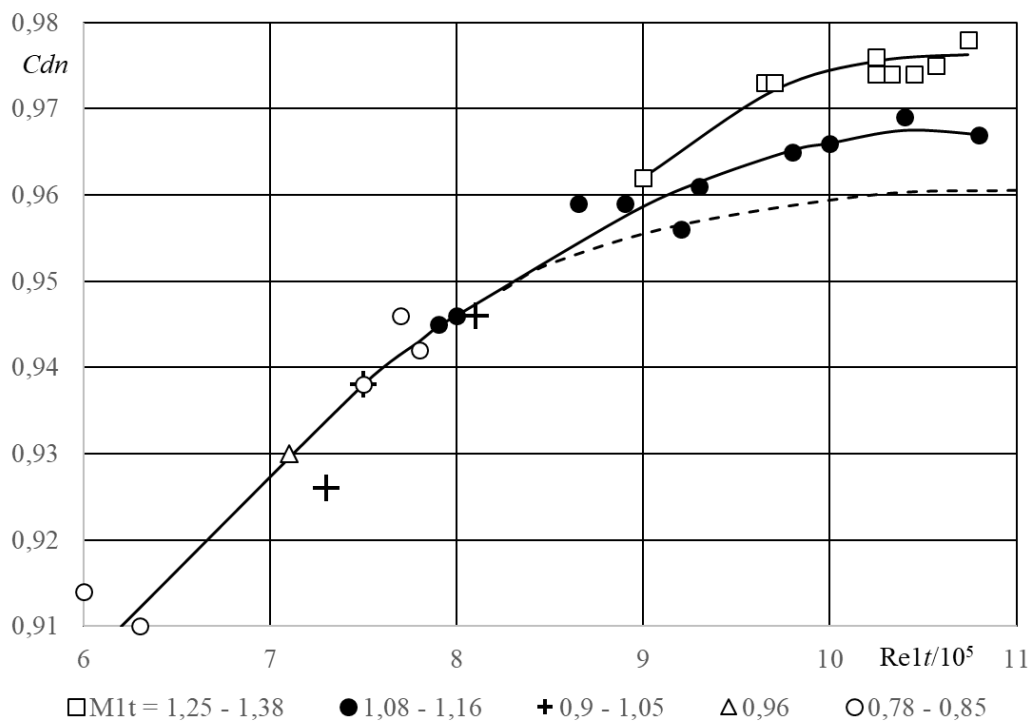


Рисунок 3 – Вплив критеріїв подібності на коефіцієнт витрати:

□, Δ, + – варіант $RA + N + RD$; ●, ○ – варіант $A + N + RD$

Таблиця 3 – Аеродинамічні характеристики соплової решітки в статичних умовах

Режим	M_{1t}	λ_{1t}	Re_{1t}	ζ	α	γ	$\zeta_{\text{п}}$	$\alpha_{\text{п}}$	C_{dn}
45	0,617	0,655	$6 \cdot 10^5$	0,065	18,42	12,3	0,107	18,48	0,930
40	0,947	0,955	$8 \cdot 10^5$	0,0515	18,67	11,6	0,090	18,81	0,948
47	1,08	1,068	$8 \cdot 10^5$	0,056	18,97	12,5	0,100	19,17	0,948
42	1,34	1,26	$9,7 \cdot 10^5$	0,071	21,75	14,46	0,129	22,2	0,973
Метод 1							Метод 4		

Кут виходу потоку з решітки

Знайдені експериментальним шляхом інтегральні характеристики соплової решітки ζ_n і C_{dn} є надійною основою виконання теплового розрахунку турбінного ступеня. Але замість коефіцієнта витрати набагато зручніше використовувати осереднений кут виходу потоку з решітки α_n , який визначається з формул (4) і (5): $\alpha_n = f(C_{dn}, \zeta_n, \lambda_{1r})$. На коефіцієнт C_{dn} впливають обидва критерія подібності, а коефіцієнт ζ_n залежить від M_{1r} і Re_{1r} лише при $Re_{1r} < 6 \cdot 10^5$, яке вважається автономним для коефіцієнтів втрат.

В табл. 3 приведені результати дослідження соплової решітки на чотирьох режимах сумісної роботи з радіальним дифузором.

Якщо прийняти, що на розрахунковому режимі роботи газової турбіни ($M_{1r} = 0,95$, $Re_{1r} = 18,5 \cdot 10^5$) коефіцієнт витрати $C_{dn} = 0,96$, а коефіцієнт повних втрат $\zeta_n = 0,09$, з формули (4) отримуємо $\alpha_n = 19,06^\circ$. Цей кут на $0,44^\circ$ більше ніж ефективний кут решітки.

Зміна вихідних умов, тобто перехід від варіанта $A + N + RD$ на режимі 43 до варіанту $RA + N + R + TD$ на режимі 10 ($M_{1r} \approx 0,6$) зменшує коефіцієнт ζ_n з 0,107 до 0,083 і збільшує C_{dn} з 0,93 до 0,985, а кут α_n з $18,48^\circ$ до $19,28^\circ$.

При автономному $Re_{1r} > 10,5 \cdot 10^5$ і $M_{1r} > 1,25$, коли соплова решітка повністю замкнена, коефіцієнт $C_{dn} = 0,974$, а

$$\sin \alpha_n = \frac{0,1974 \left[1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 (1 - \zeta_n) \right]}{\sqrt{1 - \zeta_n} \lambda_{1r} \left(1 - 0,1666 \lambda_{1r}^2 \right)^{3,5}} \quad (7)$$

залежить лише від λ_{1r} і коефіцієнта повних втрат ζ_n , який інтенсивно зростає у разі підвищення швидкості потоку λ_{1r} (рис. 1).

Обговорення результатів

Вище наведені характеристики кільцевої соплової решітки отримані в умовах «холодного» експерименту з температурою $T_0^* = 310 - 360$ К, хоча в реальних умовах при $T_0^* = 1350$ К вона функціонує з плівковою системою охолодження, яка суттєво впливає на аеродинамічні характеристики [5].

Потужність обладнання, яке забезпечує експериментальні стенди стисненим повітрям, пропорційна числу Маха M_{1r} , квадрату числа Рейнольдса Re_{1r} , кубу температури T_0^* і назад пропорційна тиску за сопловою решіткою P_1 [6]. При дослідженні турбінного варіанту $RA + N + R + TD$ заміна повітрядувки з електроприводом 120 кВт ВЦН з електроприводом 700 кВт майже не вплинула на тиск P_1 , який незначно перевищує барометричний тиск, підвищила температуру T_0^* з 310 К до 360 К, число Маха M_{1r} з 0,6 до 0,85, число

Рейнольдса Re_{1r} з $6 \cdot 10^5$ до $9 \cdot 10^5$. В експериментах з ВЦН заміна робочого колеса і перехідного патрубка радіальним дифузором дозволила підвищити M_{1r} з 0,85 до 1,38, Re_{1r} до $10,5 \cdot 10^5$ за рахунок зменшення абсолютного тиску за решіткою P_1 до 0,6 ат. Відносно висока температура $T_0^* \approx 360$ К забезпечила відсутність зледеніння вихідної частини соплової решітки і аеродинамічних зондів.

Параметри потоку за сопловою решіткою і зокрема градієнт тиску $grad P_1 = dP_1/dr$ змінюються у радіальному напрямку, формуються переважно конструкцією самої решітки і слабо залежать від конструкції робочого колеса і режиму його роботи. Задача моделювання правильних граничних умов за сопловою решіткою є дуже актуальною. Доведено, що для $M_{1r} \approx 0,6$ зняття робочого колеса призвело до підвищення коефіцієнта втрат ζ_n з 0,071 до 0,081, хоча $grad P_1$ при цьому майже не змінився. Заміна перехідного патрубка з силовими стійками радіальним дифузором не вплинула на рівень коефіцієнта втрат ζ_n , але зменшила коефіцієнт витрати C_{dn} приблизно на 5%. В роботах [7]–[10] за решіткою встановлювався кільцевий канал з постійним радіусом втулки і корпусу (кільцева труба). На початковій ділянці цієї труби потік відривається від втулки, при цьому відривний потік не стаціонарний і впливає на $grad P_1$ і інші параметри. Автори [7]–[10] вважають, що в багатьох випадках відсутня необхідність використовувати ротор для моделювання граничних умов за сопловою решіткою. В наших дослідженнях на трансзвукових режимах аеродинамічні характеристики ζ_n і C_{dn} майже однакові в варіантах з ротором і без нього. Треба нагадати, що робоча решітка створює додатковий опір на виході з соплової решітки (тиск $P_1 > P_2$), а, головне, вкрай складно забезпечити її обертання в умовах збереження критерія подібності турбінного ступеня $n/\sqrt{T_0^*}$.

В турбінному ступені соплова решітка закручує потік газу, а робоча решітка розкручує. При відсутності робочого колеса тобто в статичних умовах треба якимось чином забезпечити ефективне гальмування потоку газу, який витікає з соплової решітки. В аеродинамічній трубі *University Oxford* [11] для цього використовували нерухому розкручуючу решітку у вигляді робочої решітки, яка розрізана по міделевому перетину. В експериментах Donovan W. H. [12] гальмування закрученого потоку відбувалося у безлопатковому конічному дифузори, який не дуже добре зменшував тиск за решіткою P_1 . В наших експериментах (режим 39 у табл. 2) тиск перед і за перехідним патрубком з силовими стійками практично однаковий і мало відрізняється від барометричного тиску. В лабораторії Уиттла (*The Whittle Laboratory*) [13] у кільцевому каскаді використовували

вісерадіальний дифузор з достатньо довгою осью ділянкою. При відносно невеликій швидкості потоку цей дифузор «замикався», що не дозволяло суттєво підвищити число Маха M_{1r} . Для гальмування закрученого потоку найбільш доцільно використовувати сконструйований в НТУ «ХП» вісерадіальний дифузор з короткою осьюовою частиною і великою радіальною частиною [14]. Саме з таким дифузореом були досліджені варіанти $RA + N + RD$ і $A + N + RD$. Зміна граничних умов перед сопловою решіткою (перехід від варіанта з осьовим входом A до варіанта з радіально-осьовим входом RA) незначно вплинула на структуру потоку за нею, що не позначилося на коефіцієнтах втрат ζ , ζ_n , ζ_n , але покращило роботу радіального дифузора. Якщо відстань між радіальними стінками цього дифузора дорівнює $L = 10$ мм, а надлишковий тиск гальмування $P_0^* \approx 8000$ кг/м², варіант $A + N + RD$ працює з $M_{1r} = 1,16$, а варіант $RA + N + RD$ з $M_{1r} = 1,24$. Збільшення L до 12–12,5 мм дозволило при $P_0^* \approx 9000$ кг/м² підвищити M_{1r} до 1,38.

Висновки

1 Граничні умови за сопловою решіткою найбільш сильно впливають на її роботу на режимі $M_{1r} \approx 0,6$, коли видалення робочого колеса і заміна перехідного патрубка радіальним дифузореом підвищує коефіцієнт втрат кінетичної енергії ζ на 0,003, коефіцієнт втрат ζ_n на 0,008, коефіцієнт повних втрат ζ_n приблизно на 0,025. При цьому коефіцієнт витрати зменшується приблизно на 0,05.

2 При швидкості потоку більше ніж $M_{1r} = 0,85 - 0,95$ вихідні умови не впливають на коефіцієнти втрат.

3 На розрахунковому режимі роботи $M_{1r} = 0,95$, $Re_{1r} = 18,5 \cdot 10^5$ соплова решітка має наступні інтегральні характеристики: коефіцієнт втрат кінетичної енергії 0,052, коефіцієнт повних втрат 0,09, кут виходу потоку $\alpha_n = 19,06^\circ$.

4 На режимі $M_{1r} = 1,25$ соплова решітка повністю замкнена, а автотодельним для коефіцієнта витрати ε число Рейнольдса $10,5 \cdot 10^5$.

Список літератури

1. Лим Ч. С. Разработка метода прогнозирования характеристик турбины на основе экспериментального моделирования газодинамических процессов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 – Турбомашини и турбоустановки / Чан Сан Лим. – Харьков : НТУ «ХП», 2012. – 157 с.
2. Лапузін О. В. Нові методи усереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою турбомашини / О. В. Лапузін, В. П. Суботвич, Ю. О. Юдін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2021. – № 1(5). – С. 38–46. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). – <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.07>.

3. Лапузін О. В. Методика визначення повних втрат в соплових решітках турбомашин / О. В. Лапузін, В. П. Суботвич, Ю. О. Юдін, С. П. Науменко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2023. – № 1–2(13–14). – С. 11–17. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.02>.
4. Лапузін, О. В. Витратні характеристики соплової решітки в умовах сумісної роботи з радіальним дифузореом / О. В. Лапузін, В. П. Суботвич, Ю. О. Юдін, С. П. Науменко, І. І. Малимон // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2021. – № 3(7). – С. 5–11. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.03.01>.
5. Копелев С. З. Конструкции и расчёт систем охлаждения ГТД / С. З. Копелев, А. Ф. Слитенко. – Харьков : Основа, 1994. – 240 с.
6. Sieverding C. H. 1.5 Types of Cascade Tunnels (continuous, blow down/suction, short duration open closed loop) and References to Existing Literature on Instrumentation / C. H. Sieverding ; Hirsch C (ed) // Advanced Methods for Cascade Testing. – Paris : NATO Research and Technology Organization, 1993. – PP. 7–10. – ISBN 92-835-0717-7. – URL: <https://www.sto.nato.int/publications/AGARD/AGARD-AG-328/AGARDAG328.pdf> (accessed 12 May 2024).
7. Goldman L. J. Effect of Endwall Cooling on Secondary Flows in Turbine Stator Vanes / L. J. Goldman, K. L. McLallin // AGARD 49th Propulsion and Energetics Panel Conference, The Hague, 28 March – 4 April 1977. – 1977. – NASA TM X-73568. – URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19770011215/downloads/19770011215.pdf> (accessed 12 May 2024).
8. Williamson R. G. Annular Cascade Testing of Turbine Nozzles at High Exit Mach Numbers / R. G. Williamson, S. H. Moustapha // Journal of Fluids Engineering. – 1986. – Vol. 108. – PP. 313–320. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3242579>.
9. Govardhan M. Secondary Losses in a Large Deflection Annular Turbine Cascade: Effect of the Entry Boundary Layer Thickness / M. Govardhan, N. Venkatrayulu, D. Prithvi Raj // Proceedings of the ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Vol 1: Turbomachinery, Dusseldorf 8–12 June 1986. – 1986. – Paper No. 86-GT-171. – DOI: <https://doi.org/10.1115/86-GT-171>.
10. Williamson R. G. The Effect of a Downstream Rotor on the Measured Performance of a Transonic Turbine Nozzle / R. G. Williamson, S. H. Moustapha, J. P. Huot // Journal Turbomachinery. – 1986. – Vol. 108(2). – PP. 269–274. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3262047>.
11. Povey T. On a Novel Annular Sector Cascade Technique / T. Povey, T. V. Jones, M. L. G. Oldfield // Journal Turbomachinery. – 2007. – Vol. 129(1). – PP. 175–183. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2372766>.
12. Donovan W. H. Experimental and Computational Investigation of Flow Through an Annular Turbine Cascade : Ph.D. Thesis / William Howard Donovan. – Monterey : Naval Postgraduate School, 1995. – 96 p. – URL: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA302953.pdf> (accessed 12 May 2024).
13. Hodson H. P. 3.1 Annular Cascades / H. P. Hodson, R. G. Dominy ; Hirsch C (ed) // Advanced Methods for Cascade Testing. – Paris : NATO Research and Technology Organization, 1993. – PP. 73–85. – ISBN 92-835-0717-7. – URL: <https://www.sto.nato.int/publications/AGARD/AGARD-AG-328/AGARDAG328.pdf> (accessed 12 May 2024).
14. Lapuzin A. Aerodynamic Tunnel for Tests of Turbine Annular Cascades / A. Lapuzin, V. Subotovich, Y. Yudin, I. Malymon // Advances in Aerodynamics. – 2024. – No. 6. – DOI: <https://doi.org/10.1186/s42774-024-00172-6>.

References (transliterated)

1. Lim Chan Sun (2012), *Razrabotka metoda prognozirovaniya kharakteristik turbiny na osnove eksperimental'nogo modelirovaniya gazodinamicheskikh protsessov* [A method for the prediction of turbine performance characteristics through the experimental simulation of gas dynamic processes], Ph.D. Thesis, NTU "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, 157 p.
2. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu. (2021), "New Methods Used for the Smoothing of the Three-Dimensional Flow Behind the Turbine Nozzle Cascade", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1(5), pp. 38–46, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.07>.
3. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu., Naumenko S. (2023), "The Method of Determining Total Losses in the Nozzle Cascades of Turbomachines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1–2(13–14), pp. 11–17, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.02>.
4. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu., Naumenko S., Malyon I. (2021), "Flow Characteristics of the Nozzle Blade Cascade in the Mode of the Joint Operation with the Radial Diffuser", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3(7), pp. 5–11, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.03.01>.
5. Kopelev S. Z., Slienko A. F. (1994), *Konstrukcii i rashjot sistem ohlazhdenija GTD* [], Osnova, Kharkov, 240 p.
6. Sieverding C. H., Hirsch C. (Ed.) (1993), "1.5 Types of Cascade Tunnels (continuous, blow down/suction, short duration open closed loop) and References to Existing Literature on Instrumentation", *Advanced Methods for Cascade Testing*, pp. 7–10, ISBN 92-835-0717-7, Access mode: <https://www.sto.nato.int/publications/AGARD/AGARD-AG-328/AGARDAG328.pdf> (accessed 12 May 2024).
7. Goldman L. J., McLallin K. L. (1977), "Effect of Endwall Cooling on Secondary Flows in Turbine Stator Vanes", *AGARD 49th Propulsion and Energetics Panel Conference, The Hague, 28 March – 4 April 1977*, NASA TM X-73568, Access mode: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19770011215/downloads/19770011215.pdf> (accessed 12 May 2024).
8. Williamson R. G., Moustapha S. H. (1986), "Annular Cascade Testing of Turbine Nozzles at High Exit Mach Numbers", *Journal of Fluids Engineering*, vol. 108, pp. 313–320, <https://doi.org/10.1115/1.3242579>.
9. Govardhan M., Venkatrayulu N., Prithvi Raj D. (1986), "Secondary Losses in a Large Defection Annular Turbine Cascade: Effect of the Entry Boundary Layer Thickness", *Proceedings of the ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Vol 1: Turbomachinery, Dusseldorf 8–12 June 1986*, Paper No. 86-GT-171, <https://doi.org/10.1115/86-GT-171>.
10. Williamson R. G., Moustapha S. H., Huot J. P. (1986), "The Effect of a Downstream Rotor on the Measured Performance of a Transonic Turbine Nozzle", *Journal Turbomachinery*, vol. 108(2), pp. 269–274, <https://doi.org/10.1115/1.3262047>.
11. Povey T., Jones T. V., Oldfield M. L. G. (2007), "On a Novel Annular Sector Cascade Technique", *Journal Turbomachinery*, vol. 129(1), pp. 175–183, <https://doi.org/10.1115/1.2372766>.
12. Donovan W. H. (1995), *Experimental and Computational Investigation of Flow Through an Annular Turbine Cascade*, Ph.D. Thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, 96 p., Access mode: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA302953.pdf> (accessed 12 May 2024).
13. Hodson H. P., Dominy R. G., Hirsch C. (Ed.) (1993), "3.1 Annular Cascades", *Advanced Methods for Cascade Testing*, pp. 73–85, ISBN 92-835-0717-7, Access mode: <https://www.sto.nato.int/publications/AGARD/AGARD-AG-328/AGARDAG328.pdf> (accessed 12 May 2024).
14. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu., Malyon I. (2024), "Aerodynamic Tunnel for Tests of Turbine Annular Cascades", *Advances in Aerodynamics*, no. 6, <https://doi.org/10.1186/s42774-024-00172-6>.

Надійшла (received) 18.03.2024

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лапузін Олександр Вікторович (Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alexlapuzin14@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6445-3979>.

Суботович Валерій Петрович (Subotovych Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: subotovych@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7051-4758>.

Юдін Юрій Олексійович (Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент; професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9770-2273>.

Науменко Світлана Петрівна (Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: svitlana.naumenko@kpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.