

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

ВИТРАТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЛОВОЇ РЕШІТКИ В УМОВАХ СУМІСНОЇ РОБОТИ З РАДІАЛЬНИМ ДИФУЗОРОМ

Представлені результати дослідження кільцевих соплових решіток малорозмірної газової турбіни середньої в'язковості разом з радіальним дифузором. Завдяки використанню дифузора зі ступенем розширення 2,37 і компресора зі ступенем стиску 2,0 аеродинамічні характеристики решіток визначені в широкому діапазоні зміни числа Рейнольдса від $4 \cdot 10^5$ до 10^6 і приведеної швидкості від 0,4 до 1,13. Коефіцієнт витрати соплових решіток знайдений на всіх режимах за інтегральною методикою з використанням дренажів за решіткою. Коефіцієнт втрат кінетичної енергії й кути потоку обчислені на підставі виміру параметрів потоку на трьох контрольних режимах за допомогою орієнтуємих пневмометричних зондів.

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

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУБОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, С. П. НАУМЕНКО, И. И. МАЛИМОН **РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ В УСЛОВИЯХ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ С РАДИАЛЬНЫМ ДИФФУЗОРОМ**

Представлены результаты исследования кольцевой сопловой решётки малоразмерной газовой турбины средней вязкости совместно с радиальным диффузором. Благодаря использованию диффузора со степенью расширения 2,37 и компрессора со степенью сжатия 2,0 аэродинамические характеристики решётки определены в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса от $4 \cdot 10^5$ до 10^6 и приведенной скорости от 0,4 до 1,13. Коэффициент расхода сопловой решётки найден на всех режимах по интегральной методике с использованием дренажей за решёткой. Коэффициент потерь кинетической энергии и углы потока вычислены на основании измерения параметров потока на трёх контрольных режимах с помощью ориентируемых пневмометрических зондов.

Ключевые слова: сопловая решётка, радиальный диффузор, коэффициент расхода, коэффициент потерь, углы потока.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, YU. YUDIN, S. NAUMENKO, I. MALYMON **FLOW CHARACTERISTICS OF THE NOZZLE BLADE CASCADE IN THE MODE OF THE JOINT OPERATION WITH THE RADIAL DIFFUSER**

The obtained research data are given for the nozzle cascade used by a small-size gas turbine of an average fanning in combination with the radial diffuser. Aerodynamic characteristics of the nozzle blade cascade were determined in a wide range of a change in the Reynolds number varying from $4 \cdot 10^5$ to 10^6 and the reduced velocity varying in the range of 0.4 to 1.13. The flow rate coefficient of the nozzle cascade was derived for all modes using the integral methods and the drainages behind the cascade. The kinetic energy loss coefficient and the flow angles were calculated using the measurement data of flow parameters in three control modes that were obtained due to the use of orientable pneumometric probes. When the expansion degree of the convergent-divergent annular duct behind the cascade is equal to 1.43 the flow in the narrow section of this duct is "unlocked" in the mode when the reduced velocity behind the cascade is equal to 1.127. At such velocity the Reynolds number 10^6 is self-similar for the flow rate coefficient. At lower values of Reynolds number, the decrease of it is accompanied by an intensive decrease in the flow rate coefficient for all the values of the reduced velocity. For the Reynolds number lower than $7 \cdot 10^5$ an increase in the velocity results in a decreased flow rate coefficient. When this number exceeds $8 \cdot 10^5$ an increase in the velocity results in an increase of the flow coefficient up to the moment when the flow is "unlocked" in the nozzle cascade.

Key words: nozzle cascade, radial diffuser, flow rate coefficient, loss coefficient and flow angles.

Вступ

Для термогазодинамічного розрахунку ступеня парової або газової турбіни необхідно знати коефіцієнт втрат кінетичної енергії й два кути потоку сопловий і робочої решіток. Визначити ці аеродинамічні характеристики решіток можна лише шляхом виміру параметрів просторового потоку в контрольних перерізах перед і за решітками в умовах їх взаємодії при натурних величинах критеріїв подібності або в зоні автотурбулентності за критерієм Рейнольдса. Оскільки такі випробування турбінних ступенів або їх моделей виконати вкрай складно, а в деяких випадках неможливо, кільцеві соплові решітки випробовують без робочого колеса, зневажаючи його впливом наверх за потоком. При цьому на вході в решітку потік, як правило, є рівномірним і слабкотурбулентним.

Перераховані вище аеродинамічні характери-

стики соплової решітки однозначно визначають її коефіцієнт витрати. Для визначення коефіцієнта витрати, як правило, використовується не метод траверсування (виміри полів параметрів пневмометричними зондами), а інтегральний метод, у якому фактична витрата знаходиться за допомогою стандартного витратомірного дросельного обладнання, а теоретична витрата – за параметрами гальмування в баку-ресивері перед решіткою й тискам за нею на кореневій і периферійній границях кільцевого каналу за решіткою.

На жаль у науково-технічній літературі й наукових статтях мало інформації про вплив критеріїв подібності на коефіцієнт витрати навіть в умовах ідеалізованих лабораторних випробувань.

Крім того, використання, як аеродинамічну характеристику, тільки одного кута потоку α (тобто припущення про циліндричний характер течії) може привести до помітної похибки у визначенні

відносного лопаткового коефіцієнта корисної дії (ККД) ступеня за відомими величинами коефіцієнта витрати, коефіцієнта втрат кінетичної енергії й осередненого кута потоку α .

Мета роботи

1 Дослідити структуру просторового потоку за сопловою решіткою сучасного малорозмірного ступеня газової турбіни й на підставі цих досліджень визначити його інтегральні аеродинамічні характеристики (коефіцієнт втрат кінетичної енергії, кути потоку α і γ , коефіцієнт витрати) на двох дозвукових й одному надзвуковому режимі.

2 За інтегральною методикою знайти на 33 режимах коефіцієнт витрати в діапазоні зміни числа Рейнольдса від $4 \cdot 10^5$ до 10^6 і приведеної швидкості від 0,4 до 1,127.

3 Визначити вплив критеріїв подібності Re_t і λ_t на коефіцієнт витрати й на осереднений кут між абсолютною швидкістю і її осью проекцією.

Експериментальна установка

Об'єктом дослідження є кільцева соплова решітка й розташований за нею радіальний дифузор зі ступенем розширення 2,37 [3]. Стінки дифузора розташовані на відстані 10 мм одна від одної. Соплова решітка в площині вихідних кромки має середній діаметр 175,2 мм і висоту лопаток 20 мм [1]. Ефективний кут решітки практично постійний уздовж радіуса, а його осереднена величина $\alpha_{\text{эф}} = 18,62^\circ$. Довжина циліндричної ділянки між решіткою й дифузором дорівнює 30 мм.

Ступінь розширення конфузороно-дифузороного каналу за сопловою решіткою дорівнює 1,43.

Стиснене повітря від вітрогінника або від компресора з надлишковим тиском до 0,1 МПа проходить через витратомірну діафрагму, розширювальний бак з хонейкомбом, конфузор, соплову решітку, дифузор і викидається в лабораторне приміщення. За умови використання компресора з електроприводом потужністю 700 кВт витрата повітря через установку досягає $G = 1,4$ кг/с при температурі гальмування $T_0^* = 355$ К.

Надлишковий тиск перед решіткою P_0^* вимірюється трубкою Піто у вихідному перерізі конфузора й покладається незмінним у всіх точках вхідного перерізу циліндричного вхідного каналу перед решіткою. В [2] розглянутий об'єкт дослідження позначений як $A + N + RD$ (A – осьова вхідна ділянка, N – решітка, RD – радіальний дифузор).

Поля параметрів за решіткою визначалися за допомогою п'ятиканального орієнтованого пневмометричного зонда й за допомогою орієнтованої

трубки Піто діаметром 0,8 мм. У контрольному перерізі за решіткою на кореновому радіусі за допомогою кільцевого «дренажу» знаходився тиск P_k , а за допомогою восьми «дренажів» на периферійному радіусі – тиск P_n . Критерії подібності потоку Re_t і λ_t обчислювалися за тиском $P_{dr} = (P_k + P_n)/2$.

Методика визначення аеродинамічних характеристик соплової решітки

Аеродинамічні характеристики решітки суттєво залежать від методу осереднення нерівномірних у тангенційному й радіальному напрямках параметрів потоку в контрольному перерізі за решіткою. Найбільш коректним представляється метод [4], у якому під час осереднення параметрів потоку як у тангенційному, так і в радіальному напрямках зберігаються наступні інтегральні характеристики нерівномірного потоку: осьова проекція моменту кількості руху, ентальпія гальмування, витрата, кінетична енергія, кінетична енергія в теоретичному процесі витікання. У результаті такого осереднення потік приводиться до одновимірного просторового потоку, який характеризується коефіцієнтом втрат кінетичної енергії ζ і кутами α і γ , що визначають напрямок вектору осередненої швидкості.

Характеристики потоку ζ , α , γ дозволяють обчислити коефіцієнт витрати C_{dr} , який у цьому випадку не є незалежною величиною. Коефіцієнт витрати являє собою відношення фактичної витрати в контрольному перерізі за решіткою

$$G = \rho C_t \sqrt{1 - \zeta} \cos \gamma \sin \alpha F$$

до теоретичної витрати $G_t = \rho_t C_t F_{тс}$.

У цих формулах ζ , α , γ – аеродинамічні характеристики потоку за решіткою; F – торцева площа контрольного перерізу за решіткою; $F_{тс}$ – площа міжлопаткових каналів у горловому перерізі; ρ_t і C_t – теоретичні параметри, що обчислюються на дозвукових режимах за осередненим надлишковим тиском за решіткою P , барометричним тиском B і параметрам гальмування перед решіткою P_0^* , T_0^* . Якщо відношення тисків $(P + B)/(P_0^* + B)$ менше критичного відношення

тисків $\pi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, замість швидкості C_t використовується критична швидкість

$\alpha_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$, а замість теоретичної щільності за решіткою ρ_t – теоретична щільність у її горло-

вому перерізі $\rho_{гт} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \rho_0^*$, де $\rho_0^* = \frac{P_0^* + B}{RT_0^*}$.

Для дозвукових режимів коефіцієнт витрати

$$C_{dn} = \frac{\rho C_t \sqrt{1-\zeta} \cos \gamma \sin \alpha F}{\rho_t C_t F_{rc}},$$

де відношення щільностей

$$\frac{\rho}{\rho_t} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_t^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_t^2 (1-\zeta)},$$

а приведена швидкість

$$\lambda_t = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P+B}{P_0^*+B} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Оскільки у варіанті $A + N + RD$ торцева площа контрольного перерізу за решіткою не відрізнялася від площі кільця, розташованого усередині решітки в зоні її горлових перерізів, відношення $F_{rc}/F = \sin \alpha_{ef} = 0,3193$. У цьому випадку для відносно холодного повітря з $k = 1,4$ коефіцієнт витрати

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

Для надзвукових режимів

$$C_{dn} = \frac{\rho C_t \sqrt{1-\zeta} \cos \gamma \sin \alpha F}{\rho_{rt} a_{кр} F_{rc}},$$

де $\frac{C_t}{a_{кр}} = \lambda_t$, а відношення щільностей

$$\frac{\rho}{\rho_{rt}} = \frac{\rho}{\rho_t} \frac{\rho_t}{\rho_{rt}} = \frac{\rho}{\rho_t} \frac{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_t^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}}.$$

Остаточно для надзвукових режимів і $k = 1,4$

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

Якщо $\lambda_t = 1$,

$$C_{dn} = \frac{2,61 \sqrt{1-\zeta} \cos \gamma \sin \alpha}{1 - 0,1666 (1-\zeta)}.$$

За допомогою формул (1) і (2) за відомими величинами коефіцієнта витрати C_{dn} і коефіцієнта втрат кінетичної енергії ζ можна знайти добуток $\cos \gamma \sin \alpha = \cos \theta$, що визначає кут θ між вектором абсолютної швидкості і його витратною проекцією. Величина кута θ буде залежати в цьому випадку від методу визначення коефіцієнта втрат. Якщо під час осереднення параметрів потоку замість умови збереження кінетичної енергії зберігати ентропію (метод 2 у [3]), тоді замість ζ одержимо більш низький коефіцієнт втрат і збільшений кут θ .

Тому що витрата через соплову решітку

$$G = C_{dn} C_t = C_{dn} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{(P_0^* + B) q_t}{\sqrt{T_0^*}}} F_{rc},$$

де її горлова площа $F_{rc} = 0,003515 \text{ м}^2$, а газодинамічна функція

$$q_t = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_t \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_t^2 \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

приведена витрата через решітку

$$\bar{G} = \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^* + B}$$

повністю визначається коефіцієнтом витрати C_{dn} , приведеною швидкістю λ_t і характеристиками робочого тіла k і R . Якщо робочим тілом є відносно холодне повітря з $k = 1,4$, $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$, приведена витрата

$$\bar{G} = \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^* + B} = 0,000142 C_{dn} q_t.$$

У цій формулі тиск гальмування й барометричний тиск мають розмірність Па. На надзвукових режимах $q_t = 1$.

З ростом приведеної швидкості λ_t зростає похибка виміру параметрів потоку п'ятиканальним зондом, який дозволяє визначити рівень радіальної складової швидкості, але вносить більш збурювання в потік через свій великий розмір.

Тому для $\lambda_t > 0,70$ локальні тиски гальмування P_{ij}^* і локальні кути потоку α_{ij} знаходилися за допомогою орієнтованої трубки Піто, а тиск P_{ij} покладался незмінним у тангенціальному напрямку й зростаючим за лінійним законом від P_k на кореневій границі до P_n на периферійній границі. Однак навіть за умови використання трубки Піто тиск на середньому радіусі P_{dr} може незначно відрізнятися від середньовитратного тиску або від згаданого вище осередненого тиску P . На наведених нижче рис. 1–4 коефіцієнт витрати C_{dn} , як і критерії подібності Re_t і λ_t обчислені за тиском P_{dr} .

Коефіцієнт витрати C_{dn} є умовною характеристикою решітки, тому що передбачається, що у всіх точках горлових перерізів міжлопаткових каналів тиск постійний і дорівнює тиску P_{dr} , який мало відрізняється від осередненого тиску P . У варіанті $RA + N + R + TD$, розглянутому в [3], тиск $P = 217 \text{ кг/м}^2$ перевищує тиск на середньому радіусі на 20 кг/м^2 . Оскільки при $B = 10211 \text{ кг/м}^2$ тиск гальмування перед решіткою $P_0^* = 2936 \text{ кг/м}^2$, різниці тиску в 20 кг/м^2 відповідає зміна теоретичної витрати й коефіцієнта витрати всього у $1,0025$ рази.

Вплив режимних параметрів на коефіцієнт витрати й швидкість потоку за решіткою

Приведена швидкість потоку за решіткою λ_t визначається надлишковим тиском гальмування перед решіткою P_0^* , надлишковим тиском за решіткою P_{dr} і барометричним тиском B , який практично не впливає на λ_t .

При збільшенні тиску гальмування перед решіткою P_0^* (рис. 1) тиск за нею P_{dr} завдяки ефективній роботі дифузора інтенсивно знижується й досягає мінімуму $P_{dr} = -3560$ кг/м² при $P_0^* = 4340$ кг/м², чому при барометричному тиску $B = 10270$ кг/м² відповідає швидкість $\lambda_t = 1,094$. Подальше збільшення тиску P_0^* приводить до зниження коефіцієнта відновлення тиску в радіальному дифузори, росту тиску перед ним і при $P_0^* \approx 6650$ кг/м² і $P_{dr} \approx -2900$ кг/м² потік у ньому «запирається», а швидкість потоку за решіткою досягає максимуму $\lambda_t = 1,127$. Збільшення початкового тиску P_0^* до граничної в експерименті величини 9470 кг/м² супроводжується подальшим погіршенням ефективності дифузора, ростом до -1550 кг/м² тиску P_{dr} , що практично не впливає на швидкість за сопловою решіткою.

На відміну від швидкості λ_t , що не залежить від температури гальмування T_0^* , коефіцієнт витрати суттєво залежить від цього режимного параметра, що визначає рівень числа Рейнольдса в теоретичному процесі витікання

$$Re_t = 41000 \frac{\lambda_t}{\sqrt{\tau_t}} \frac{T_t + 122}{T_t^2} (P_{dr} + B) b.$$

У цій формулі, отриманій в [1] для відносно холодного повітря, газодинамічна функція $\tau_t = 1 - 0,16666\lambda_t^2$, теоретична температура за решіткою $T_t = \tau_t T_0^*$, $P_{dr} + B$ – тиск за решіткою в Па. Якщо цей тиск виразити в кг/м² і взяти до уваги хорду соплової лопатки $b = 0,048$ м, одержимо

$$Re_t = 0,19 \frac{\lambda_t}{\sqrt{\tau_t}} \frac{\tau_t T_0^* + 122}{(\tau_t T_0^*)^2} (P_{dr} + B) \cdot 10^5.$$

Вплив барометричного тиску на число Рейнольдса більше чим на швидкість λ_t , однак в обох випадках їм можна зневажити.

Вплив режимних параметрів P_0^* і T_0^* на число Рейнольдса й коефіцієнт витрати показаний на рис. 2. Видно, що при фіксованому тиску P_0^* , а, виходить, і фіксованій швидкості λ_t , зниження температури T_0^* суттєво підвищує Re_t і C_{dn} . Для $P_0^* = 2000$ кг/м², $\lambda_t = 0,82$ зниження температури на ~ 58 К підвищує Re_t з $6 \cdot 10^5$ до $7,6 \cdot 10^5$, а коефіцієнт витрати з 0,91 до 0,94. Для $P_0^* \approx 7500$ кг/м², $T_0^* = 355$ К, $\lambda_t = 1,127$ потік у радіальному дифузори, як це видно з рис. 1, «замкнений», а коефіцієнт витрати дорівнює 0,967, якщо

число Рейнольдса $Re_t = 9,8 \cdot 10^5$. Тому що подальший ріст тиску P_0^* до 9470 кг/м², що супроводжується збільшенням числа Re_t до $10,8 \cdot 10^5$, вже не приводить до зміни коефіцієнта витрати, автоматичним для C_{dn} є число Рейнольдса $Re_t = 10^6$. При зниженні температури повітря з 355 К до 324 К автоматичне число Рейнольдса 10^6 і відповідна йому величина коефіцієнта витрати $C_{dn} \approx 0,967$ досягаються при більш низькому тиску перед сопловою решіткою

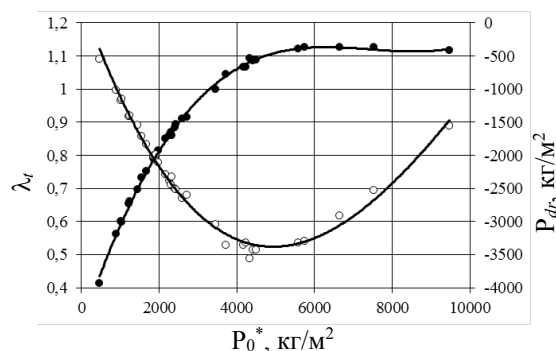


Рис. 1 – Вплив надлишкового тиску гальмування перед решіткою на швидкість потоку і тиск за решіткою:
● – λ_t ; ○ – P_{dr}

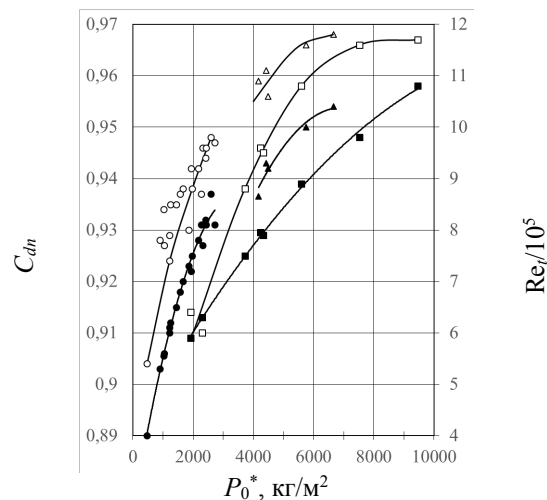


Рис. 2 – Вплив режимних параметрів на коефіцієнт витрати C_{dn} й число Рейнольдса Re_t :

○, △, □ – C_{dn} при $T_0^* = 297 \pm 7$ К; 324 ± 7 К; 355 К;
●, ▲, ■ – Re_t при $T_0^* = 297 \pm 7$ К; 324 ± 7 К; 355 К

$P_0^* \approx 6650$ кг/м². В обох випадках при автоматичному числі Рейнольдса 10^6 коефіцієнт швидкості $\lambda_t = 1,127$, коефіцієнт витрати $C_{dn} \approx 0,967$, а потік у дифузори «замкнений», оскільки ступінь розширення конфузорно-дифузорного каналу за решіткою (1,43) на цих режимах менше оптимальної.

Вплив критеріїв подібності на коефіцієнт витрати

З рис. 3 і 4 видно, що основний вплив на коефіцієнт витрати виявляє число Рейнольдса. При низьких його величинах (менше $7,5 \cdot 10^5$) збільшення λ_t знижує коефіцієнт витрати, при $Re_t = 8,5 \cdot 10^5$ – $9,5 \cdot 10^5$ коефіцієнт витрати незначно росте з ростом Re_t . В зоні автомодельності, тобто для $Re_t > 10^6$, коефіцієнт витрати зберігає свою величину на рівні 0,967.

Дослідження соплової решітки з радіально-осьовою вхідною ділянкою й радіальним дифузором зі змінним ступенем розширення (варіант $RA + N + RD$) показали, що в автомодельній зоні «запирання» потоку в соплової решітки відбувається при $\lambda_t \approx 1,22$. На цьому режимі коефіцієнт витрати досягає максимуму 0,975 і подальше збільшення λ_t до 1,29 (при $P_0^* = 9070$ кг/м², $T_0^* = 358$ К, $Re_t = 10,35 \cdot 10^5$) вже не приводить до зміни C_{dn} . У зоні автомодельності за числом Рейнольдса зниження швидкості λ_t з 1,22 до 1,16 приводить до зниження коефіцієнта витрати соплової решітки у варіанті $RA + N + RD$ з 0,975 до 0,965. Таким чином, незалежно від конструкції вхідної ділянки перед решіткою її коефіцієнт витрати перебуває на рівні 0,965–0,967, якщо $\lambda_t = 1,127$ – $1,16$, а $Re_t \geq 10^6$.

На рис. 4 у якості аргументу обрана приведена швидкість потоку, а в якості параметра число Рейнольдса. Оскільки на дозвукових режимах конструкція вхідної ділянки перед сопловою решіткою не впливає на коефіцієнт витрати C_{dn} (і навіть на швидкість λ_t), на рис. 4 показаний і ряд точок, що відносяться до випробувань варіанта $RA + N + RD$.

З рис. 4 видно, що у варіанті $A + N + RD$ збільшити λ_t вище 1,127 неможливо через низьку ефективність дифузора, потік у якому «замкнений» (витратна складова швидкості в горлі дифузора дорівнює швидкості звуку).

Експериментальні дані, представлені на рис. 3 і рис. 4, є надійною основою теплового розрахунку газової турбіни на нерозрахункових режимах її роботи. На жаль, для розрахункового режиму з $\lambda_t = 0,955$, $Re_t = 18,5 \cdot 10^5$, $P_0^* + B = 16,8$ кг/м², $T_0^* = 1350$ К коефіцієнт витрати не визначений. Враховуючи, що при $Re_t \geq 8 \cdot 10^5$ і $\lambda_t = 0,85$ – $1,127$ зниження швидкості λ_t супроводжується зниженням коефіцієнта витрати, можна, екстраполюючи, прийняти, що на розрахунковому режимі $C_{dn} \approx 0,96$ (див. пунктир на рис. 4).

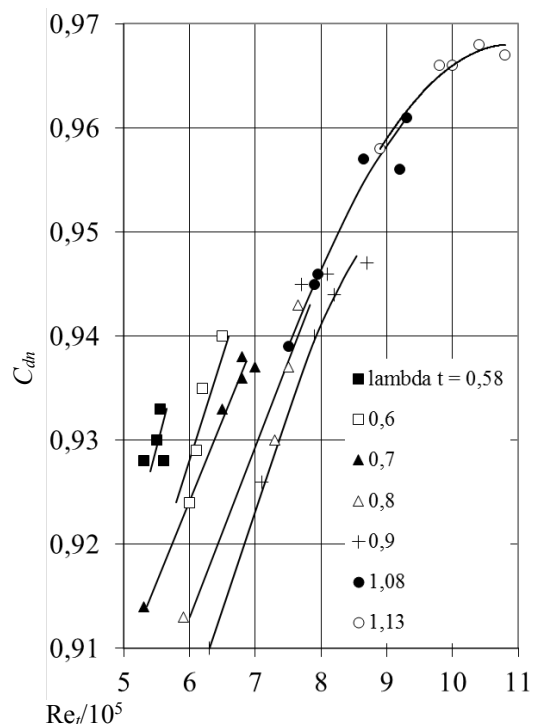


Рис. 3 – Вплив критеріїв подібності Re_t , λ_t на коефіцієнт витрати C_{dn}

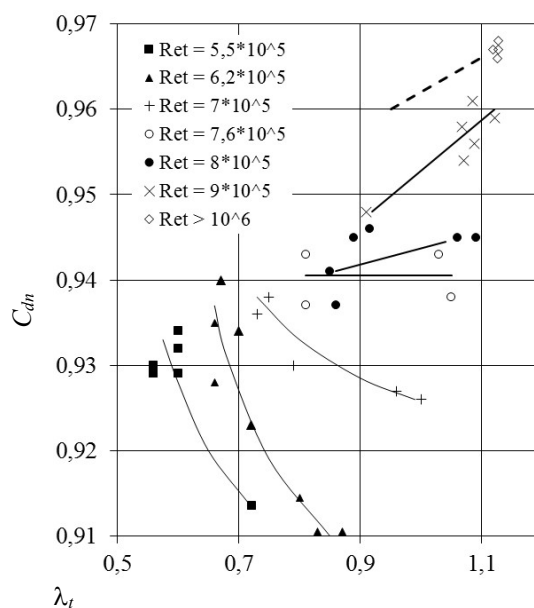


Рис. 4 – Вплив критеріїв подібності λ_t , Re_t на коефіцієнт витрати C_{dn}

Граничним для вітрогінника з електроприводом 120 кВт є режим з $P_0^* = 2930$ кг/м². Ефективна робота радіального дифузора на цьому режимі забезпечує низький тиск за сопловою решіткою $P_{dr} \approx -2870$ кг/м² і розрахункову величину швидкості $\lambda_t = 0,955$ (рис. 1). Однак навіть при низькій температурі повітря $T_0^* = 303$ К число Рейнольдса $Re_t = 8,53 \cdot 10^5$ нижче автомодельної величини, а температура повітря у всіх точках контрольного

перерізу за решіткою нижче 0°C , що завищує коефіцієнт витрати на $\sim 4\%$.

Для підвищення числа Re_t до автотельної величини треба відмовитися від дифузора або змінити його ступінь розширення в той чи інший бік з метою підвищення до нуля надлишкового тиску P_{dr} . Нагнітач із електроприводом 700 кВт при $P_0^* = 7700 \text{ кг/м}^2$ і $T_0^* = 333 \text{ K}$ забезпечить у цьому випадку додатну температуру повітря за решіткою й розрахункові величини $\lambda_t = 0,955$ і $Re_t = 10^6$.

Втрати кінетичної енергії й кінематичні втрати

На режимі з розрахунковою величиною швидкості $\lambda_t = 0,955$ та зниженою величиною $Re_t = 8,5 \cdot 10^5$ низька температура повітря за вітрогінником $T_0^* = 303 \text{ K}$ стала причиною від'ємної температури повітря за сопловою решіткою, що підвищило її коефіцієнт витрати до 0,986. Випробування варіанта $RA + N + RD$ при $\lambda_t = 0,95$, $Re_t = 7,95 \cdot 10^5$ показали, що збільшення температури T_0^* з 311 К до 313 К супроводжується стрибкоподібним зниженням витрати через установку й коефіцієнта витрати на 4%. Таким чином, у нормальних умовах, тобто при гарячому повітрі в решітці варіант $A + N + RD$ на режимі $\lambda_t = 0,955$, $Re_t = 8,53 \cdot 10^5$ буде мати $C_{dn} \approx 0,948$, що й показано на рис. 2–4.

Вимірювання параметрів потоку за сопловою решіткою у варіанті $A + N + RD$ на режимі $\lambda_t = 0,955$, $Re_t = 8,53 \cdot 10^5$, $B = 10300 \text{ кг/м}^2$, $T_0^* = 303 \text{ K}$, $P_0^* = 2930 \text{ кг/м}^2$ дозволило знайти коефіцієнт втрат кінетичної енергії $\zeta = 0,0515$ і осереднені кути потоку $\alpha = 19,49^\circ$ і $\gamma = 11,6^\circ$. Кут γ характеризує рівень кінематичних втрат у решітці, обумовлених наявністю радіальної складової швидкості в потоці за решіткою, а також тангенційною й радіальною нерівномірністю тиску й кутів потоку за решіткою [4]. Ці три інтегральні характеристики потоку в соплових решітках дозволяють знайти за формулою (1) коефіцієнт витрати $C_{dn} \approx 0,988$. Інтегральним характеристикам ζ , α , γ , C_{dn} відповідає осереднений у двох напрямках тиск за решіткою $P = -2725 \text{ кг/м}^2$, який незначно перевищує тиск на середньому радіусі $P_{dr} \approx -2870 \text{ кг/м}^2$. Таким чином, тиск на середньому радіусі не є «представницьким». Однак використання показань дренажів P_{dr} замість тиску P у сотні разів прискорює процедуру визначення коефіцієнта витрати, занижуючи його всього на 0,2%.

Під час виконання термогазодинамічного розрахунку ступеня в одновимірній постановці зручно використовувати ζ , α , γ , знаючи які можна, якщо буде потреба, знайти витратні характеристики

решітки C_{dn} і \bar{G} . Характеристики ζ , α , γ , C_{dn} , очевидно, не повинні залежати від властивостей робочого середовища. Однак перехід від холодного повітря з $k = 1,4$, $R \approx 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ до гарячого газу з домішкою продуктів згоряння авіаційного палива з $k = 1,308$, $R = 289 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ знижує приведену витрату \bar{G} на 2,8%.

Вважаючи, що при $\lambda_t = 0,955$ і $Re_t > 6 \cdot 10^5$ зміна числа Рейнольдса не впливає на ζ і γ , можна за відомою величиною коефіцієнта витрати на рис. 4 обчислити осереднений у двох напрямках кут потоку α . Цей кут знижується з $18,92^\circ$ до $18,26^\circ$ у випадку зменшення числа Рейнольдса від автотельного значення 10^6 до $7 \cdot 10^5$. Нагадаємо, що ефективний кут решітки $\alpha_{ef} = 18,62^\circ$.

У табл. 1 наведені аеродинамічні характеристики соплової решітки при великих дозвукових швидкостях потоку, а також на одному надзвуковому режимі.

Таблиця 1 – Аеродинамічні характеристики соплової решітки

λ_t	Re_t	ζ	α , град	γ , град	θ , град	C_{dn}
0,655	$6 \cdot 10^5$	0,065	18,8	12,3	71,65	0,932
0,955	$8,0 \cdot 10^5$	0,0515	19,49	11,6	70,92	0,988
1,068	$8,1 \cdot 10^5$	0,056	19,05	12,5	71,42	0,946

Вважаючи, що при $Re_t > 6 \cdot 10^5$ цей критерій не впливає на коефіцієнт втрат кінетичної енергії ζ і кут потоку γ , можна, використовуючи табл. 1 і формули (1) і (2), знайти кут потоку α для всіх експериментальних точок на рис. 3, 4.

Висновки

1 На до- і надзвукових режимах досліджена спільна робота соплової решітки середньої віяловості й радіального дифузора із ступенем розширення 2,37. При цьому ступінь розширення конфузотно-дифузотного каналу за решіткою дорівнювала 1,43 і є оптимальною для досліджень решітки на дозвукових режимах.

2 Завдяки наявності дифузора потік на середньому радіусі за решіткою досягає приведеної швидкості $\lambda_t = 1$ при досить низькому надлишковому тиску гальмування перед решіткою $\sim 3300 \text{ кг/м}^2$. При цьому температура гальмування практично не впливає на λ_t .

3 З ростом тиску гальмування перед решіткою спільне збільшення критеріїв подібності Re_t і λ_t підвищує коефіцієнт витрати решітки. Однак при $Re_t \approx 10^6$ і $\lambda_t = 1,127$ потік у горловому перерізі дифузора «запирається» і подальше підвищення тиску гальмування не впливає на коефіцієнт витрати й приведену швидкість λ_t .

4 Автомодельним для коефіцієнта витрати є число Рейнольдса $Re_r \approx 10^6$. Поза цієї зони зниження числа Рейнольдса завжди супроводжується зниженням коефіцієнта витрати, а зниження приведеної швидкості може знижувати, підвищувати або залишати незмінним коефіцієнт витрати.

5 З ростом температури гальмування суттєво підвищується тиск гальмування, при якому потік у дифузори «запирається».

6 Використання в експерименті конфузотно-дифузотної ділянки зі змінним ступенем розширення дозволяє визначити аеродинамічні характеристики соплової решітки у широкому діапазоні зміни критеріїв подібності й у тому числі на режимах, коли потік «запирається» або в горловому перетині решітки, або у вузькому перетині дифузора.

7 Уточнено взаємозв'язок коефіцієнта витрати й коефіцієнта втрат кінетичної енергії за допомогою аеродинамічної характеристики, що враховує рівень кінематичних втрат у сопловій решітці.

Список літератури

1. Лим Ч. С. Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин / Ч. С. Лим, А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2002. – № 9, Т. 12. – С. 186–190. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
2. Лим Ч. С. Разработка метода прогнозирования характеристик турбины на основе экспериментального моделирования газодинамических процессов : дис. ... канд. техн. наук / Чан Сан Лим. – Харьков: НТУ «Харьковский политехнический институт», 2012. – 157 с.
3. Лим Ч. С. Регулируемый радиальный диффузор для исследования кольцевых решёток турбомашин / Ч. С. Лим, А. В.

Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 12. – С. 7–12. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).

4. Лапузин О. В. Нові методи усереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою турбомашини / О. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». 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>.

References (transliterated)

1. Lim Ch. S., Lapuzin A. V., Subotovich V. P., Yudin Yu. A. (2002), “Metodika modelirovaniya gazodinamicheskikh processov v vysokonagruzhennykh stupenyakh gazovykh turbin” [Method for modeling gas-dynamic processes in highly loaded stages of gas turbines], *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: New solutions in modern technologies*, no. 9, vol. 12, pp. 186–190, ISSN 2079-5459 (print), ISSN 2413-4295 (on-line).
2. 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.
3. Lim Ch. S., Lapuzin A. V., Subotovich V. P., Yudin Yu. A. (2004), “Reguliruemyy radial'nyj diffuzor dlja issledovaniya kol'cevyyh reshjotok turbomashin [Adjustable radial diffuser for the study of nozzle and rotor turbomachine cascades], *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12, pp. 7–12. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
4. Lapuzin A., Subotovich 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). doi: 10.20998/2078-774X.2021.01.07.

Надійшла (received) 18.08.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, 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>.

Субботович Валерій Петрович (Субботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7051-4758>.

Юдін Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент; професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: yury5yudin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9770-2273>.

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

Малимон Іван Іванович (Малимон Иван Иванович, Malymon Ivan) – аспірант кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: sevcr1mea13@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3162-4137>.