

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

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОВНИХ ВТРАТ В СОПЛОВИХ РЕШІТКАХ ТУРБОМАШИН

Для оцінки рівня аеродинамічної ефективності соплових решіток парових і газових турбін запропонований метод, в якому замість коефіцієнта втрат кінетичної енергії визначається коефіцієнт повних втрат, який враховує як втрати кінетичної енергії так і кінематичні втрати. Цей метод перетворює вихідний нерівномірний просторовий потік за решіткою у вісесиметричний циліндричний. В протестованій кільцевій решітці з циліндричними меридіональними границями коефіцієнт повних втрат приблизно на 0,02 перевищує коефіцієнт втрат кінетичної енергії. Врахування кінематичних втрат при виконанні теплових розрахунків турбін відкидає необхідність не зовсім обґрунтованого корегування коефіцієнта втрат кінетичної енергії соплової решітки на 0,01–0,03, що підвищує точність розрахунків.

Ключові слова: соплова решітка, кінематика потоку, методи усереднення параметрів, коефіцієнти втрат.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, Yu. YUDIN, S. NAUMENKO THE METHOD OF DETERMINING TOTAL LOSSES IN THE NOZZLE CASCADES OF TURBOMACHINES

To assess the level of aerodynamic efficiency of the nozzle cascades of steam and gas turbines, the method was suggested to determine the total loss coefficient instead of kinetic energy loss coefficient that takes into account both kinetic energy losses and kinematic losses. This method allows us to transform the original non-uniform spatial flow behind the cascade into an axisymmetric cylindrical flow. In the tested annular cascade with cylindrical meridional boundaries, the total loss coefficient is approximately 0.02 higher than the kinetic energy loss coefficient. By taking into account kinematic losses when performing thermal calculations for the turbines we eliminate the need for an unjustified correction of the kinetic energy loss coefficient of the nozzle cascade by 0.01–0.03, increasing thus the accuracy of calculations. To analyze the operation of individual sections of the nozzle cascade and to determine the relationship between kinetic energy losses and kinematic losses, it is advisable to use the averaging method proposed in 2021 that enables the transformation of the initial non-uniform spatial flow behind the cascade into an axisymmetric conical flow. The aerodynamic characteristics of this flow are the widely used kinetic energy loss factor and two averaged flow angles.

Key words: nozzle cascade, flow kinematics, parameter averaging methods, and loss coefficients.

Вступ

При розрахунках парових і газових турбін широко використовуються результати експериментальних досліджень прямих пакетів профілів, а також кільцевих решіток, в процесі яких визначаються або коефіцієнт втрат кінетичної енергії (КВКЕ), або коефіцієнт кількості руху (коефіцієнт швидкості). При цьому квадрат коефіцієнта швидкості мало відрізняється від коефіцієнта корисної дії решітки, який разом з КВКЕ дорівнює одиниці. Недоліком КВКЕ як соплової так і робочої решіток є те, що їх використання суттєво завищує відносний лопатковий коефіцієнт корисної дії ступеня. Тому до КВКЕ соплової решітки доводиться додавати 0,01–0,03, а до КВКЕ робочої решітки 0,03–0,05.

В [1] запропоновано оцінювати якість роботи соплової решітки за допомогою комплексного критерія якості (ККЯ), який залежить не тільки від втрат кінетичної енергії (втрат тиску гальмування), але і кінематичних втрат, пов'язаних з нерівномірністю потоку за решіткою (*метод 1*). Замість *метода 1*, в якому при осередненні зберігається кінетична енергія, можна застосовувати *метод 3*, де замість кінетичної енергії зберігається кількість руху. Але і в цьому випадку отримуємо той же самий ККЯ, оскільки при осередненні зберігаються найважливіші інтегральні характеристики потоку: повна енергія, витрата, осьова проекція моменту секундної кількості руху.

Інтегральними характеристиками соплової решітки в *методах 1–3* (в *методі 2* зберігається ентропія) є два кути потоку і КВКЕ в *методі 1* або коефіцієнт швидкості в *методі 3*. Таким чином вихідний нерівномірний потік за решіткою після осереднення стає вісесиметричним конічним. Наявність радіальної складової швидкості у цьому потоці не визиває сумнівів, оскільки навіть при циліндричних меридіональних границях решітки потік за кільцевою решіткою має три складові швидкості внаслідок наявності зон кінцевих втрат і перетікань в закромковій зоні від периферії до кореня.

Незначними недоліками *методів 1–3* є завищений рівень кута потоку, що визначає рівень радіальної складової швидкості, і знижений рівень іншого кута осередненого потоку. Але добре відомо, що не існує ідеальних методів осереднення. Головним є зберігання при осередненні тих інтегральних характеристик вихідного нерівномірного потоку, які дозволяють правильно знайти витрату робочого тіла і коефіцієнт корисної дії (ККД) турбіни.

Мета роботи

Пропонується новий *4-й метод* осереднення параметрів просторового потоку, в якому осереднений потік вважається циліндричним, тобто потоком без радіальної складової швидкості. Інтегральними характеристиками решітки в *методі 4* є

осереднений кут потоку і коефіцієнт повних втрат. Використання цих характеристик у тепловому розрахунку турбінного ступеня дозволяє правильно визначити його ККД незважаючи на відсутність в розрахунку радіальної складової швидкості, яка при циліндричних меридіональних границях турбінного ступеня завжди присутня, але ніколи досі не враховувалася. Важливо підкреслити що визначене в *методі 4* відношення осередненої швидкості потоку до осередненої теоретичної швидкості потоку практично співпадає з комплексним критерієм якості (ККЯ) решітки з *методів 1 і 3*.

Відомо, що за сопловою решіткою в коловому напрямку змінюється не лише тиск гальмування, але і тиск, а також кути просторового потоку. Визначене в *методі 4* відношення швидкостей як і комплексний критерій якості в *методах 1 і 3* враховують абсолютно всі втрати в решітці. Ці втрати складається з втрат кінетичної енергії і кінематичних втрат (в [2] вони вперше названі повними) і можуть бути підраховані *методом 1*, який є найбільш інформативним. Для ступенів низького тиску парових турбін [3] *метод 4* взагалі непридатний, оскільки тут радіальна складова швидкості дуже значна, а інтегральними характеристиками соплової і робочої решітки є два кути потоку і коефіцієнт втрат кінетичної енергії.

Метод 4 осереднення у коловому напрямку параметрів невісесиметричного потоку за сопловою решіткою

Як для циліндричного так і для просторового потоку в *методі 4* « $E, E_{кр}, g, M_a, \bar{\gamma} = 0$ » в нерівномірному і осередненому потоках зберігаються наступні інтегральні характеристики: повна енергія (ентальпія гальмування i^*) E , витрата g , осьова проекція моменту секундної кількості руху M_a , секундна кінетична енергія нерівномірного потоку в теоретичному процесі витікання $E_{кр}$.

$E_{кр}$ знаходиться по полю теоретичних швидкостей за решіткою і полю фактичних витрат Δg , що дозволяє визначити осереднений тиск за решіткою (гібридний метод визначення осередненого тиску). В осередненому у коловому напрямку потоці радіальна складова швидкості в кожній стумінці потоку вважається нульовою ($\bar{\gamma} = 0$). Для вихідного циліндричного потоку ця умова відповідає дійсності, а для просторового потоку є штучним прийомом.

Важливо нагадати, що всі методи усереднення так чи інакше викривляють окремі інтегральні характеристики вихідного нерівномірного потоку [4]. Викривлення у даному випадку радіальної складової кількості руху ніяк не впливає на величину потужності і коефіцієнт корисної дії турбінного ступеня, якщо при їх визначенні використовувати фактичні значення $E, E_{кр}, g, M_a$, але викрив-

лені значення кінетичної енергії $E_{кр}$, ентропії S , кількості руху I . Навіть при не дуже коректному визначенні осередненого тиску за сопловою решіткою (у випадку заміни гібридної інтегральної характеристики $E_{кр}$ якоюсь іншою інтегральною характеристикою або умовою) корисна потужність елементарного ступеня $\omega(\bar{M}_a - \bar{M}_{a2})$ і її відносний лопатковий ККД зберігає своє значення, хоча при цьому зміняться інтегральні характеристики соплової решітки – осереднений кут потоку $\bar{\alpha}$ і відношення швидкостей $\bar{\varphi} = \bar{C}/\bar{C}_t$. Зрозуміло, що лише коректне усереднення тиску за робочим колесом забезпечить правильність визначення теоретичної потужності елементарного ступеня $\bar{g}\bar{H}_p$ і його ККД

$$\bar{\eta}_{вл} = \frac{\omega(\bar{M}_a - \bar{M}_{a2})}{\bar{g}\bar{H}_p}, \quad (1)$$

де \bar{M}_{a2} – осьова проекція моменту кількості руху потоку за робочим колесом.

В позначеннях рискою відмічені осереднені у тангенціальному напрямку інтегральні характеристики потоку за сопловою решіткою $\bar{E}, \bar{g}, \bar{M}_a, \bar{E}_{кр}$; усереднені параметри потоку $\bar{T}^*, \bar{P}^*, \bar{P}, \bar{\alpha}$, а також відношення швидкостей $\bar{\varphi}$.

Вихідними даними для розрахунку соплової решітки на тій чи іншій елементарній ділянці є параметри гальмування перед решіткою (T_0^* , надлишковий тиск P_0^* , барометричний тиск B , які вважаються незмінними у коловому напрямку), поля кутів потоку за решіткою α і γ , поля надлишкових тисків P і надлишкових тисків гальмування P^* (в кг/м²).

Як і запропоновані в [1] *методи 1, 2, 3 метод 4* є гібридним, тому що при визначенні осередненого тиску за решіткою приймаються до уваги параметри гальмування перед решіткою P_0^*, T_0^* . На етапі розрахунку тиску \bar{P} застосовується алгоритм [1]:

При вісесиметричному потоці на вході в елементарну соплову решітку умова збереження повної енергії ($\bar{E} = E$) у вихідному нерівномірному і усередненому потоках еквівалентна рівнянню $\bar{T}^* = T_0^*$. Таким чином, температура гальмування усередненого потоку \bar{T}^* як і температура гальмування T^* у кожній точці потоку є відомими, що дозволяє у кожній точці потоку знайти:

– швидкість

$$C = \sqrt{2009 T^* \left[1 - \left(\frac{P+B}{P^*+B} \right)^{0,2857} \right]}; \quad (2)$$

– температуру

$$T = T^* - \frac{C^2}{2009}; \quad (3)$$

– густину

$$\rho = \frac{9,8(P+B)}{287T}; \quad (4)$$

– витрату в околі точки

$$\Delta g = \sum_{j=1}^m \rho C \cos \gamma \sin \alpha \Delta F, \quad (5)$$

де r – середній радіус струмінки току;

Δr – товщина струмінки току;

m – кількість точок вздовж кроку решітки;

ΔF – площа в околі точки, помножена на кількість соплових решіток, м².

$$\Delta F = F/m = 2\pi r \Delta r/m.$$

Після знаходження масової витрати в струмінці течії

$$\begin{aligned} \bar{g} &= \bar{\rho} \bar{C} \cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha} F = \\ &= \sum_{j=1}^m \rho C \cos \gamma \sin \alpha \Delta F = \sum_{j=1}^m \Delta g = g \end{aligned} \quad (6)$$

із гібридної умови збереження секундної теоретичної кінетичної енергії

$$\bar{E}_{\text{кт}} = \frac{\bar{g} \bar{C}_t^2}{2} = \sum_{j=1}^m \left(\frac{C_t^2}{2} \right) \Delta g = E_{\text{кт}} \quad (7)$$

можна знайти усереднену теоретичну швидкість потоку за решіткою \bar{C}_t . В формулі (7) локальна теоретична швидкість визначається так:

$$C_t = \sqrt{2009 T^* \left[1 - \left(\frac{P+B}{P_0^*+B} \right)^{0,2857} \right]}. \quad (8)$$

Усереднений тиск за решіткою

$$\bar{P} + B = (P_0^* + B) \bar{\pi}_t, \quad (9)$$

де відношення тисків дорівнює

$$\bar{\pi}_t = (1 - 0,1666 \bar{\lambda}_t^2)^{3,5} \quad (10)$$

та визначається величиною зведеної теоретичної швидкості

$$\bar{C}^2 = \frac{r^2 g^4 287^2 \left(T_0^* - \frac{\bar{C}^2}{2009} \right)^2 + [FM_a 9,8(\bar{P} + B)]^2}{[rgF(\bar{P} + B)9,8]^2} \quad (18)$$

для визначення усередненої швидкості потоку \bar{C} .

Розрахунок завершується знаходженням густини $\bar{\rho}$ по формулі (14), кута $\bar{\alpha}$ по формулі (15), тиску гальмування

$$\bar{P}^* + B = \frac{\bar{P} + B}{\left(1 - \frac{\bar{C}^2}{2009 T^*} \right)^{3,5}} \quad (19)$$

і відношення швидкостей

$$\bar{\lambda}_t = \frac{\bar{C}_t}{18,3\sqrt{T_0^*}}. \quad (11)$$

Алгоритм визначення усереднених параметрів потоку \bar{C} , \bar{T} , $\bar{\rho}$, $\bar{\alpha}$ в методі 4 більш складний ніж в методах 1, 2, 3. По-перше відкидаємо радіальну складову швидкості для усереднених параметрів ($\bar{\gamma} = 0$), що спрощує рівняння витрати (6):

$$\bar{g} = \bar{\rho} \bar{C} \sin \bar{\alpha} F. \quad (12)$$

В рівнянні збереження осьової проекції моменту секундної кількості руху

$$\begin{aligned} \bar{M}_a &= r \bar{g} \bar{C}_a = r \bar{g} \bar{C} \cos \bar{\alpha} = \\ &= \sum_{j=1}^m r C \cos \gamma \cos \alpha \Delta g = M_a \end{aligned} \quad (13)$$

і в рівнянні витрати є невідомими кут $\bar{\alpha}$, густина $\bar{\rho}$ і швидкість \bar{C} . Для їх знаходження залуцаємо рівняння стану. Для відносно холодного повітря

$$\bar{\rho} = \frac{(\bar{P} + B) 9,8}{287 \left(T^* - \frac{\bar{C}^2}{2009} \right)}. \quad (14)$$

Якщо з рівнянь (12) і (13) вилучити швидкість \bar{C} , отримуємо формулу для знаходження кута

$$\bar{\alpha} = \arctg \frac{rg^2}{\bar{\rho} FM_a}. \quad (15)$$

в якій невідома лише густина $\bar{\rho}$, оскільки інтегральні характеристики потоку g і M_a вже визначені.

Після підстановки

$$\sin \bar{\alpha} = \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \bar{\alpha}}} = \frac{rg^2}{\sqrt{\bar{\rho}^2 F^2 M_a^2 + r^2 g^4}}. \quad (16)$$

в рівняння витрати (12) знаходимо швидкість

$$\bar{C} = \frac{\sqrt{\bar{\rho}^2 F^2 M_a^2 + r^2 g^4}}{\bar{\rho} rgF}. \quad (17)$$

Після підстановки у рівняння (17) густини $\bar{\rho}$ з рівняння (14) отримуємо бікватратне рівняння

$$\bar{\varphi} = \frac{\bar{C}}{C_t}. \quad (20)$$

Порівняльна характеристика гібридних методів усереднення параметрів потоку

В табл. 1, яка взята з [1], приведені результати траверсування потоку в межах одного кроку за сопловою решіткою на радіусі $r = 94$ мм соплової

решітки турбіни високого тиску малорозмірної газотурбінної установки [5] при $T_0^* = 318 \text{ K}$, $P_0^* = 2936 \text{ кг/м}^2$, $B = 10211 \text{ кг/м}^2$.

Незважаючи на циліндричні меридіональні границі решітки і велику відстань від них радіуса вимірювань вихідний нерівномірний потік не є циліндричним: локальний кут γ змінюється від $-7,0^\circ$ до $8,0^\circ$.

Для кільцевої струмінки току висотою $\Delta r = 2,4 \text{ мм}$ і площею $F = 0,001417 \text{ м}^2$ по параметрам з табл. 1 можна знайти витрату $g = 0,1012 \text{ кг/с}$, момент $M_a = 1,706 \text{ Н}\cdot\text{м}$, секундну теоретичну кінетичну енергію $E_{кт} = 1902 \text{ Вт}$, осереднену теоретичну швидкість $\bar{C}_t = 193,87 \text{ м/с}$ і усереднений

надлишковий тиск $\bar{P} = 423 \text{ кг/м}^2$. Усі ці параметри підраховані в [1].

Використовуючи формули (14), (15), (17), (18) *метода 4* визначаємо усереднені параметри циліндричного потоку: $\bar{C} = 188,47 \text{ м/с}$, $\bar{\rho} = 1,209 \text{ кг/м}^3$, $\bar{\alpha} = 18,264^\circ$, $\bar{P}^* = 2780 \text{ кг/м}^2$ і відношення швидкостей $\bar{\varphi} = 0,97214$. *Метод 4* перетворив невісесиметричний просторовий потік в усереднений вісесиметричний, але при цьому зберіг його найважливіші інтегральні характеристики.

Результати осереднення на радіусі 94 мм параметрів потоку різними гібридними методами приведені в табл. 2.

Таблиця 1 – Крокова нерівномірність параметрів потоку за решіткою

j	1	2	3	4	5	6	7
P^* , кг/м ²	2929	2931	2892	2530	2610	2913	2930
P , кг/м ²	412	344	290	824	527	245	400
α , град	19,30	19,30	20,70	19,50	14,90	16,55	17,87
γ , град	5,6	5,4	4,5	-7,0	2,2	8,0	6,4
C , м/с	194,1	196,95	197,9	160,34	177,7	200,4	194,6
C_a , м/с	63,85	64,81	69,75	53,12	45,65	56,53	59,34
T , К	299,2	298,7	298,5	305,2	302,3	298,0	299,1
ρ , кг/м ³	1,212	1,207	1,202	1,235	1,213	1,198	1,211
Δg , кг/с	0,01566	0,01583	0,01695	0,01328	0,01121	0,01371	0,01455

Таблиця 2 – Результати осереднення параметрів потоку у тангенціальному напрямку

Параметр	$E/g, E_k/E_{кт}, R_a/R_u, \gamma = 0$	$E, E_k, E_{кт}, g, M_a$	$E, S, E_{кт}, g, M_a$	$E, I, E_{кт}, g, M_a$	$E, \bar{\gamma} = 0, E_{кт}, g, M_a$
Джерело інформації	[6]	[1]			–
Номер метода	–	1	2	3	4
\bar{P} , кг/м ²	–	423			
\bar{P}^* , кг/м ²	–	2831	2856	2818	2780
$\bar{\alpha}$, град	18,51	18,24	18,23	18,25	18,264
$\bar{\gamma}$	0	7,95	9,67	6,89	0
$\bar{\varphi}$	0,9816	0,9816	0,9861	0,9793	0,9723
$\bar{\zeta}$	0,0365	0,0365	0,0276	0,0410	0,0546
$\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$	0,9816	0,97216	0,97210	0,97219	0,97230
$\bar{\zeta}_n$	0,0365	0,0549	0,055	0,05485	0,0546

В осередненому потоці коефіцієнт втрат $\bar{\zeta} = 1 - \bar{\varphi}^2$, де коефіцієнт $\bar{\varphi} = \bar{C}/\bar{C}_t$.

Коефіцієнт втрат $\bar{\zeta}$ в табл. 2 має фізичний сенс коефіцієнта втрат кінетичної енергії лише в *методах* [6] і 1, оскільки при усередненні параметрів потоку зберігається його кінетична енергія. В *методі* [6] цей коефіцієнт знаходиться за формулою $\bar{\zeta} = 1 - E_k/E_{кт}$, але усереднений тиск потоку при цьому, як вже відмічалось, не підрахо-

ується, а тангенс осередненого кута потоку $\bar{\alpha}$ приймається рівним відношенню осової проекції кількості руху до колової проекції кількості руху. В *методі 1* крім коефіцієнта втрат кінетичної енергії $\bar{\zeta}$ визначаються всі параметри усередненого потоку. Ці параметри дозволяють правильно знайти витрату g і момент M_a без викривлення тиску за решіткою, який є однаковим в *методах* 1, 2, 3, 4.

В *методі 3*, де при осередненні зберігається кількість руху, коефіцієнт втрат $\bar{\zeta}$ має фізичний сенс коефіцієнта втрат кількості руху, а коефіцієнт $\bar{\varphi}$ коефіцієнта швидкості або коефіцієнта кількості руху. Коефіцієнт $\bar{\zeta}$ в *методі 2* можна назвати коефіцієнтом зростання ентропії, оскільки в цьому методі зберігається ентропія S .

В [1] добуток $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma} = \sqrt{1 - \bar{\zeta}} \cos \bar{\gamma}$ отримав назву комплексного критерія якості решітки, а в роботі [2] коефіцієнтом повних втрат решітки запропоновано називати комплекс $\bar{\zeta}_n = 1 - \bar{\varphi}^2 \cos^2 \bar{\gamma}$. З табл. 2 видно, що $\bar{\zeta}_n$ практично однаковий в *методах 1–4*.

Перевагою *метода 1*, в якому визначається коефіцієнт втрат кінетичної енергії $\bar{\zeta}$, над *методом 4*, де $\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_n$, є можливість розділити повні втрати $\bar{\zeta}_n$ на втрати кінетичної енергії $\bar{\zeta}$ і кінематичні втрати $\bar{\zeta}_{\text{кін}} = \bar{\zeta}_n - \bar{\zeta} = \bar{\varphi}^2 \sin^2 \bar{\gamma}$. Остання формула непридатна для *методів 2–4*, а для *метода 1* дає $\bar{\zeta}_{\text{кін}} = 0,0184$.

Слід звернути увагу на аналогію між запропонованими коефіцієнтами втрат соплової решітки і трьома коефіцієнтами втрат дифузора: коефіцієнтом повних втрат, коефіцієнтом внутрішніх втрат (втрат тиску гальмування) і коефіцієнтом втрат з вихідною швидкістю. Чим рівномірніший потік за дифузором або за сопловою решіткою тим менше коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю дифузора і коефіцієнт кінематичних втрат соплової решітки.

Різниця в значеннях $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$ в *методах 1–4* незначна і пов'язана з тим, що на ізобарі $\bar{P} = \text{const}$ точка, що відповідає осередненим параметрам потоку $\bar{P}, \bar{T}, \bar{\rho}$, переміщується в діаграмі ентропія-ентальпія при переході від одного методу до іншого. В *методі 4* коефіцієнт $\bar{\varphi}$ і густина $\bar{\rho}$ менше ніж в інших методах. Тому з формули (15), яку можна застосувати для всіх чотирьох методів, витікає максимум кута $\bar{\alpha}$ для *метода 4* (див. табл. 2). Так як осьова проекція моменту секундної кількості руху визначається за формулою

$$M_a = r \bar{g} \bar{C}_t (\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}) \cos \bar{\alpha} = \text{const},$$

максимуму кута $\bar{\alpha}$ у *методі 4* відповідає мінімум $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$, тому що в цих чотирьох методах однакові $M_a, \bar{g} = g$ і \bar{C}_t .

Якщо при заданих параметрах гальмування перед решіткою P_0^*, T_0^* і усередненому тиску за нею \bar{P} визначити момент

$$M_a = r \bar{\rho} \bar{C}_t^2 F (\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma})^2 \sin \bar{\alpha} \cos \bar{\alpha}$$

по $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma} = 0,9816$ і $\bar{\alpha} = 18,51^\circ$ з методу [6], це призведе до завищення M_a на 3,2 %. Для зменшення похибки в M_a до 0,8 % в теплових розрахунках, які виконувалися раніше, застосовували додатково коефіцієнт витрати. Використання *методів 1–4* осереднення параметрів нерівномірного потоку дозволяє відмовитися від коефіцієнта витрати.

Визначення інтегральних характеристик кільцевої решітки *методом 4*

Якщо перед сопловою решіткою параметри гальмування змінюються лише в радіальному напрямку, тобто потік в цьому перетині є вісесиметричним, то після знаходження аеродинамічних характеристик кожної стумінки осередненого циліндричного вісесиметричного потоку $\bar{\zeta}_n$ і $\bar{\alpha}$, можна знайти:

- коефіцієнт повних втрат усієї решітки

$$\bar{\zeta}_n = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{g} \bar{C}_t^2 \bar{\zeta}_n}{\sum_{i=1}^n \bar{g} \bar{C}_t^2}; \quad (21)$$

- інтегральні характеристики потоку:

$$\text{– витрату – } G = \sum_{i=1}^n g;$$

$$\text{– кінетичну енергію – } E_k = \sum_{i=1}^n \bar{E}_k;$$

$$\text{– момент – } M_a = \sum_{i=1}^n \bar{M}_a;$$

–теоретичну кінетичну енергію –

$$E_{kt} = \sum_{i=1}^n \bar{E}_{kt};$$

– коефіцієнт втрат кінетичної енергії –

$$\bar{\zeta} = 1 - E_k / E_{kt}.$$

Єдиною проблемою є невизначеність осередненого тиску за решіткою \bar{P} , який при відомій E_{kt} залежить від невідомих осереднених параметрів гальмування перед решіткою \bar{P}_0^*, \bar{T}_0^* .

При лабораторних дослідженнях прямих пакетів профілів і кільцевих решіток турбомашин параметри гальмування перед ними однакові у всіх точках потоку. В протестованій решітці [1] це $P^* = 2936 \text{ кг/м}^2$, $B = 10211 \text{ кг/м}^2$, $T_0^* = 318 \text{ К}$. Окрім цих параметрів вихідними даними для розрахунку є інтегральні характеристики потоку: $\bar{G} = 0,8236 \text{ кг/с}$, повна енергія $E = 263080 \text{ Дж/с}$, $E_{kt} = 16850 \text{ Дж/с}$, $M_a = 13,22 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

З рівняння

$$E_{кт} = \frac{G\bar{C}_t^2}{2} = \bar{E}_{кт} \quad (22)$$

знаходимо теоретичну швидкість $\bar{C}_t = 202,29$ м/с, а з рівняння

$$\bar{C}_t = \sqrt{2009T^* \left[1 - \left(\frac{\bar{P} + B}{P_0^* + B} \right)^{0,2857} \right]} \quad (23)$$

$$\bar{C}^2 = \frac{r^2 G^4 287^2 \left(T_0^* - \frac{\bar{C}^2}{2009} \right)^2 + [FM_a 9,8(\bar{P} + B)]^2}{[rgF(\bar{P} + B)9,8]^2} \quad (24)$$

З формули (24), в якій середній радіус решітки $r = 87,6$ мм, висота решітки $l = 20$ мм, площа $F = 2\pi rl = 0,011008$ м², отримуємо $\bar{C} = 193,73$ м/с, що дозволяє знайти відношення швидкостей $\bar{\varphi} = \bar{C}/\bar{C}_t = 0,9577$ і коефіцієнт повних втрат $\bar{\zeta}_{\text{п}} = 1 - \bar{\varphi}^2 = 0,08284$. Нагадаємо, що в методі 4 коефіцієнт втрат кінетичної енергії не визначається. Перетворена (дві риски замість однієї) формула (14) визначає густину осередненого потоку $\bar{\rho} = 1,1896$ кг/м³, а перетворена формула (15) його кут $\bar{\alpha} = 18,94^\circ$.

Порівняємо отримані вище дані з результатами осереднення параметрів потоку методом 1, в якому окрім інтегральних характеристик E , $E_{кт}$, g , M_a приймається до уваги і секундна кінетична

осереднений тиск за решіткою $\bar{P} = 217$ кг/м². В формулах (14), (15), (17), (18) замінюємо одну риску, яка вказує на осереднення у тангенціальному напрямку, на дві риски, які вказують на осереднення у двох напрямках; беремо замість витрати у струмінці течії g витрату через решітку G і отримуємо формулу для визначення осередненої швидкості потоку \bar{C} :

енергія вихідного нерівномірного потоку $E_k = 15810$ Дж/с, що дозволяє знайти коефіцієнт втрат кінетичної енергії $\bar{\zeta} = 1 - E_k/E_{кт} = 0,06172$, швидкість $\bar{C} = 195,95$ м/с, температуру $\bar{T} = T_0^* - \bar{C}^2/2009 = 298,89$ К, густину $\bar{\rho} = (\bar{P} + B)/(R\bar{T}) = 1,1913$ кг/м³. З формули (15), яка справедлива для усіх методів усереднення, отримуємо кут $\bar{\alpha} = 18,92^\circ$, а з рівняння витрати $G = F\bar{C} \cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha}$ кут $\bar{\gamma} = 8,68^\circ$.

Результати осереднення параметрів потоку за сопловою решіткою різними методами зведені у табл. 3, з якої видно, що повні втрати на 0,0213 перевищують втрати кінетичної енергії.

Таблиця 3 – Порівняння результатів розрахунку

Метод	$\bar{\zeta}_{\text{п}}$	$\bar{\alpha}$	$\bar{\gamma}$	$\bar{\zeta}$	\bar{P}^* , кг/м ²	\bar{P} , кг/м ²	$\bar{\rho}$, кг/м ³	\bar{C} , м/с	\bar{C}_t , м/с
1	0,08300	18,92°	8,68°	0,06172	2743	217	1,1913	195,95	202,29
4	0,08284	18,94°	0	–	2678	217	1,1896	193,73	202,29

Метод осереднення практично не впливає на коефіцієнт повних втрат решітки $\bar{\zeta}_{\text{п}}$, який на 75 % обумовлений втратами кінетичної енергії і на 25 % кінематичними втратами, пов'язаними з нерівномірністю усіх параметрів потоку за решіткою. При фіксованому тиску за решіткою \bar{P} перехід від метода 1 до метода 4 супроводжується незначним зменшенням густини $\bar{\rho}$, що пов'язано із збільшенням ентропії осередненого потоку.

З універсальної формули

$$\sqrt{1 - \bar{\zeta}_{\text{п}}} = \bar{\varphi} \cos \bar{\gamma} = \frac{\sqrt{(FM_a)^2 + \left(\frac{r}{\bar{\rho}}\right)^2 G^4}}{\bar{C}_t r G F} \quad (25)$$

впливає зменшення коефіцієнта повних втрат у разі зменшення густини $\bar{\rho}$.

Висновки

1 Використання у теплових розрахунках парових і газових турбін коефіцієнта втрат кінетичної енергії соплових решіток (КВКЕ) суттєво завищує ККД турбінного ступня, що призводить до необхідності якимось чином збільшувати КВКЕ на 0,01–0,03.

2 Замість КВКЕ пропонується використовувати коефіцієнт повних втрат (КПВ), який можна визначити за допомогою нових методів осереднення параметрів нерівномірного потоку за сопловою решіткою.

3 Осереднення параметрів потоку за сопловою решіткою із циліндричними меридіональними границями методами 1 і 4 показало, що КПВ перевищує КВКЕ приблизно на 0,02. Ця різниця пов'язана з наявністю кінематичних втрат, тобто втрат від нерівномірності параметрів потоку і на-

явності радіальної складової швидкості за решіткою.

4 Для соплових решіток останніх ступенів парових і газових турбін, де радіальна складова швидкості потоку є значною, осереднення параметрів потоку доцільно виконувати за допомогою *метода 1*, який перетворює вихідний нерівномірний потік у конічний віссиметричний. При цьому аеродинамічними характеристиками решітками є два кути потоку і КВКЕ, які визначають величину КПВ.

Список літератури

1. Лапузін О. В. Нові методи усереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою турбомашини / О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін // 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). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.07>.
2. Лапузін О. В. Дослідження впливу тангенціальної нерівномірності параметрів потоку на газодинамічні характеристики соплових решіток турбомашин / О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, С. П. Науменко, І. І. Малимон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2022. – № 1–2(9–10). – С. 23–31. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.03>.
3. Лапузін О. В. Експериментальне дослідження рівня тангенціальної нерівномірності параметрів потоку за сопловою решіткою останнього ступеня парової турбіни / О. В. Лапузін, Ю. О. Юдін, В. П. Суботович, С. П. Науменко, І. І. Малимон // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022, 19–21 жовтня 2022 р. / за ред. проф. Сокола Є. І. – Харків : НТУ «ХПІ», 2022. – С. 23. – ISSN 2222-2944. – URL: <http://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2022/10/Zbirknik-tez-MicroCAD-2022-1.pdf> (дата звернення 02.03.2023).
4. Абрамович Г. Н. Прикладна газодинаміка / Г. Н. Абрамович. – Наука, 1991. – 600 с.
5. Лим Ч. С. Разработка метода прогнозирования характеристик турбины на основе экспериментального моделирова-

ния газодинамических процессов : дис. ... канд. техн. наук ; 05.05.16 – Турбомашини и турбоустановки / Чан Сан Лим. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2012. – 157 с.

6. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. – 2-е изд. – Энергия, 1974. – 592 с.

References (transliterated)

1. 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>.
2. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu., Naumenko S., Malymon I. (2022), “Studying the Effect of the Tangential Nonuniformity of Flow Parameters on Gas Dynamic Performances of the Nozzle Cascades of Turbine Machines”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1–2(9–10), pp. 23–31, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.03>.
3. Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu., Naumenko S., Malymon I., Malymon M. (2022), “Eksperimental'ne doslidzhennja rivnja tangencial'noi' nerivnomirnosti parametriv potoku za soplovoju reshitkoju ostan-n'ogo stupenja parovoi' turbiny [Experimental Studies of the Level of the Tangential Inhomogeneity of Flow Parameters After the Nozzle Cascade of the Last Stage of the Steam Turbine]”, *Information Technologies: Science, Engineering, Technology, Education, Health: Abstracts XXXI International Scientific-Practical Conference MicroCAD-2022, 19–21 October*, pp. 23, ISSN 2222-2944, Access mode: <http://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2022/10/Zbirknik-tez-MicroCAD-2022-1.pdf> (accessed 02 March 2023).
4. Abramovich G. N. (1991), *Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]*, Nauka, 600 p.
5. 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.
6. Deitch, M. E. (1974), *Tehnicheskaja gazodinamika [Technical gas dynamics]*, Jenergiya [Energy].

Надійшла (received) 18.03.2023

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 Олександрович (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>.