

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

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НЕЦИЛІНДРИЧНОСТІ ТЕЧІЇ НА ПОКАЗНИКИ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТАРНОГО ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ

Розроблена методика одномірного розрахунку турбінного ступеня з довільними меридіональними обрисами, яка дозволяє з урахуванням стисливості газового середовища аналізувати вплив на ступінь реактивності, показники економічності і параметри потоку перед і за робочим колесом (РК) двох безрозмірних режимних критеріїв ступеня, коефіцієнтів швидкості соплової і робочої решіток, кутів одномірного просторового вісесиметричного потоку перед і за робочим колесом та деяких інших параметрів. Розглянутий вплив чотирьох параметрів нециліндричності течії на ступінь реактивності ступеня і коефіцієнти корисної дії (ККД). Гідравлічний ККД ступеня практично не залежить від ступеня розширення струминки течії у РК і величини радіальної складової швидкості потоку за РК, але суттєве підвищення радіальної складової швидкості потоку перед РК і збільшення радіуса струминки течії у РК зменшують цей ККД на декілька відсотків навіть тоді, коли коефіцієнт швидкості робочої решітки вважається постійною величиною. Відносний лопатковий ККД і потужність ступеня визначаються особливостями тривимірної в'язкої течії в решітках, які впливають на величину коефіцієнтів швидкості і характер зміни радіальної складової швидкості в межах ступеня, що потребує додаткових досліджень. В міжлопаткових каналах РК ступеня конічного типу радіальна складова швидкості зберігається на високому рівні, що обумовлює дуже високі втрати з вихідною швидкістю і зменшення відносного лопаткового ККД на 6 % – 8 %. Набагато менше на цей ККД впливає ступінь розширення струминки течії у РК.

Ключові слова: одномірний потік, методика розрахунку, параметри нециліндричності течії, коефіцієнт корисної дії, втрати у робочій решітці, нахил ліній течії.

O. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, YU. YUDIN, S. NAUMENKO, O. YUDIN THE PARAMETERS INFLUENCE OF NONCYLINDRICAL FLOW ON THE ELEMENTARY TURBINE STAGE EFFICIENCY CRITERIA

A one-dimensional calculation method for a turbine stage with arbitrary meridional outlines has been developed. The method allows, taking into account the compressibility of the gas medium, to analyze the influence of the velocity coefficients of the nozzle and rotor cascades, the angles of the one-dimensional spatial axisymmetric flow in front of and behind the rotor cascade, and some other parameters on the degree of reactivity, cascade efficiency, and flow parameters in front of and behind the rotor cascade (RC). The influence of four parameters of non-cylindricity of the flow on the degree of reactivity of the stage and the efficiency coefficients (EffC) is considered. Hydraulic efficiency, which takes into account losses in the stage nozzle and rotor cascades, is virtually independent of the flow stream expansion rate in the rotor cascade and the magnitude of the radial velocity component behind this cascade. Increasing the radial velocity component upstream of the rotor cascade and increasing the average radius of the flow stream in the rotor cascade can reduce hydraulic efficiency by several percent. This can also be observed when the velocity coefficient of the working cascade is considered independent of these parameters. Further research is needed to determine the degree of influence of the radial velocity component on the speed coefficients of the nozzle and rotor cascade. Relative blading efficiency and stage power depend on cascade losses and the magnitude of the outlet velocity losses. A high radial velocity component downstream of the last stages of steam and gas turbines can increase outlet velocity losses and reduce relative blading efficiency by 6–8 %. The degree of flow expansion in the rotor blade has a significantly lesser effect on this efficiency and stage power.

Key words: one-dimensional flow, calculation method, flow non-cylindricity parameters, efficiency, losses in the rotor cascade, slope of flow lines.

Вступ

При розрахунках парових і газових турбін використовуються струминна теорія Л. Ейлера у межах одомірної теорії турбомашин; двомірна теорія усередненого вісесиметричного потоку через лопаткові апарати; двомірна теорія решіток, розташованих в шарі змінної товщини; двомірна теорія вторинних течій в перерізах ортогональних середнім лініям току; CFD програми розрахунку тривимірного потоку в проточній частині турбомашин [1] – [10]. Критерієм якості усіх перелічених методів розрахунку є точність передбачення коефіцієнтів корисної дії (ККД) ступенів турбіни з урахуванням усіх складових втрат, основними з яких є втрати у соплових і робочих решітках, а також втрата з вихідною швидкістю.

В одомірному розрахунку циліндричного турбінного ступеня коефіцієнти швидкості решіток ϕ , ψ разом з кутами потоку у міжвенцевих зазорах α_1 , β_2 , а також ступінь реактивності ρ і

відношення швидкостей u/C_ϕ визначають відносний лопатковий ККД $\eta_{\text{вл}}$. При цьому коефіцієнти швидкості вважаються інтегральними величинами, отриманими в результаті усереднення параметрів потоку в міжвенцевих зазорах спочатку у тангенціальному, а потім радіальному напрямках. В [11] розглянуті різні методи усереднення параметрів потоку за сопловою решіткою, а для знаходження інтегрального коефіцієнта швидкості ϕ запропонований удосконалений метод З. Вторинні течії в кореневій та периферійній зонах решіток визначають дуже складний характер зміни уздовж радіуса коефіцієнтів швидкості, усереднених у тангенціальному напрямку. На характер цих залежностей впливає величезне число параметрів і в тому числі меридіані окреслення ступеня. Високі значення радіальної складової швидкості в останніх ступенях парових і газових турбін негативно впливають на коефіцієнти швидкості і ККД умовних елементарних ступенів, розташова-

© О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, С. П. Науменко, О. Ю. Юдін, 2025

них між сусідніми вісесиметричними поверхнями току, що потребує спеціальних методів профілювання решіток на режимах їх проєктування [12], [13]. Найбільш складною є задача визначення ККД ступенів з довгими лопатками ($D_{cp}/\ell < 5$) в умовах нерозрахункового обтікання його решіток при зміні режимних критеріїв подібності ступеня u/C_ϕ , $\lambda_\phi = f(P_2/P_0^*, k)$, коли разом з кутами атаки змінюється і розташування ліній току. Вперше причини підйому ліній току і різкого зниження ступеня реактивності прикореневих струминок течії на режимах з малою об'ємною витратою в останніх ступенях парових турбін були встановлені в роботі [14].

Надійну інформацію про економічність усіх елементарних струминок течії в ступенях парових і газових турбін на різних режимах роботи можна отримати лише у процесі їх експериментального дослідження. Зараз ми маємо у своєму розпорядженні величезний об'єм такої інформації, в якому гідне місце займають експериментальні роботи, що виконані в аеродинамічній лабораторії Харківського політехнічного інституту [15] – [17], в паротурбінній лабораторії Харківського турбінного заводу і на Придніпровській ТЕС [18] – [20]. Кожну елементарну струминку течії можна розглядати як елементарний турбінний ступінь, економічність якого залежить від режимних критеріїв u/C_ϕ , λ_ϕ , коефіцієнтів швидкості решіток ϕ , ψ , кутів потоку α_1 , β_2 , коефіцієнта ізоентропи k і параметрів нециліндричності течії: кутів γ_1 , σ_2 , що враховують рівень радіальної складової швидкості потоку в перерізах перед і за робочим колесом, а також відношень колових швидкостей $\bar{u} = u_1/u_2$ і площ $\bar{F} = F_1/F_2$ в цих перерізах.

Методика одномірного розрахунку елементарного турбінного ступеня з довільними меридіанними контурами була розроблена в [21] і з уточненнями представлена в цій статті. Відмінною особливістю методики [21] є те, що в ній ступінь реактивності ρ не є аргументом, а залежить від перелічених вище одинадцяти незалежних параметрів.

Мега роботи

1 Визначити вплив на складові втрат і на коефіцієнти корисної дії ступеня рівня радіальної складової швидкості перед і за РК в умовах зафіксованого коефіцієнта швидкості ψ .

2 Визначити вплив на роботу ступеня зміни радіуса і товщини струминки течії у РК.

3 Виконати аналіз впливу співвідношення між коефіцієнтами швидкостей соплової і робочої решітки на характер залежності гідравлічного ККД

ступеня від співвідношення площ струминки течії в перетинах перед і за робочим колесом.

Методика визначення параметрів потоку за сопловою решіткою

Для кожної елементарної струминки течії в турбінному ступені (рис. 1) вважаємо відомими наступні параметри:

P_0^*, T_0^* – параметри гальмування перед направляючим апаратом (НА);

P_2 – тиск за робочим колесом (РК);

u_2 – колова швидкість в контрольному перетині 2 за робочою решіткою (РК);

$\alpha_1, \gamma_1, \beta_2, \sigma_2$ – кути потоку в контрольних перетинах 1 і 2;

ϕ і ψ – коефіцієнти швидкості соплової і робочої решіток;

$F_1/F_2 = \bar{F}$ – відношення торцевих площ струминок течії в перетинах 1 і 2;

$\bar{u} = u_1/u_2$ – відношення колових швидкостей;

k – коефіцієнт ізоентропи.

Після переходу від розмірних режимних параметрів P_0^*, T_0^*, P_2, u_2 до безрозмірних режимних параметрів

$$\lambda_\phi = f(P_2/P_0^*, k) \quad \text{і}$$

$u_2/C_\phi = f(u_2, P_0^*, T_0^*, P_2, k)$ будемо вважати, що робота струминки течії визначається 11 величинами: режимними параметрами λ_ϕ і u_2/C_ϕ , коефіцієнтом ізоентропи k , коефіцієнтами швидкості решіток ϕ і ψ , кутами просторового вісесиметричного потоку в контрольних перетинах $\alpha_1, \gamma_1, \beta_2, \sigma_2$ і двома відношеннями: $\bar{F}$ і $\bar{u}$. Нециліндричність течії визначає відношення $\bar{F}$ і $\bar{u}$, а також кути γ_1 і σ_2 , пов'язані з наявністю радіальної складової швидкості в перетинах за НА і РК.

Для елементарного турбінного ступеня, схематично показаного на рис. 1, записуємо два рівняння витрати, рівняння енергії для робочого колеса і кінематичне рівняння, що пов'язує абсолютні і відносні швидкості в зазорі між сопловою і робочою решітками (між НА і РК на рис. 1):

$$Gv_{1t} = F_1 \cos \gamma_1 \sin \alpha_1 C_{1t} \mu_1, \quad (1)$$

$$Gv_{2t} = F_2 \cos \sigma_2 \sin \beta_2 W_{2t} \mu_2, \quad (2)$$

$$W_{2t} = \sqrt{W_1^2 + 2h_{1t} + u_2^2 - u_1^2}, \quad (3)$$

$$W_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2u_1 C_1 \cos \gamma_1 \cos \alpha_1, \quad (4)$$

де G – витрата;

F_1, F_2 – торцеві площі контрольних перетинів за сопловою і робочою решітками;

α_1 – кут вектора абсолютної швидкості потоку за сопловою решіткою $\vec{C}_1$ між векторами $\vec{C}_{1u}$ і $\vec{C}_{1a}$;

γ_1 – кут вектора абсолютної швидкості потоку за сопловою решіткою $\vec{C}_1$ між векторами $\vec{C}_1$ і $\vec{C}_{1u} + \vec{C}_{1a}$;

a, u, r – індекси, які відповідають витратній, коловій і радіальній проекціям у циліндричній системі координат;

β_2 – кут вектора відносної швидкості потоку за робочою решіткою $\vec{W}_2$ між векторами $\vec{W}_{2u}$ і $\vec{W}_{2u} + \vec{W}_{2a}$;

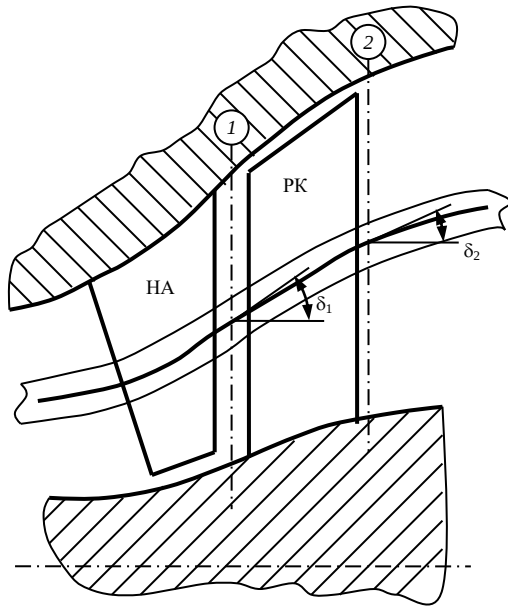


Рисунок 1 – Турбінний ступінь і елементарна струминка току

З рівнянь витрати (1) і (2) маємо

$$\frac{v_{1t}}{v_{2t}} = \frac{F_1 \sin \alpha_1 \cos \gamma_1 C_{1t} \mu_1}{F_2 \sin \beta_2 \cos \sigma_2 W_{2t} \mu_2}.$$

Збільшимо його частини у $\frac{v_{2t}}{v_\phi}$ разів, тоді

ліва частина $\frac{v_{1t}}{v_\phi}$ за допомогою рівняння ідеальної

адіабати $P_1 v_{1t}^k = P_2 v_\phi^k$ перетвориться у $(P_2/P_1)^{1/k}$.

В рівнянні

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{F_1 \sin \alpha_1 \cos \gamma_1 C_{1t} \mu_1 v_{2t}}{F_2 \sin \beta_2 \cos \sigma_2 W_{2t} \mu_2 v_\phi}$$

змінюємо ліву частину на $\left(\frac{P_2/P_0^*}{P_1/P_0^*} \right)^{\frac{1}{k}}$ і отримуємо

важливу формулу

σ_2 – кут вектора відносної швидкості потоку за робочою решіткою $\vec{W}_2$ між векторами $\vec{W}_2$ і $\vec{W}_{2u} + \vec{W}_{2a}$;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти витрати НА і РК;

C_{1t}, C_1 – теоретична і фактична абсолютні швидкості в перетині за НА;

W_{2t}, W_2 – теоретична і фактична відносні швидкості в перетині за РК;

u_1, u_2 – колові швидкості в перетинах 1 і 2.

Питомі об'єми газу v_{1t} і v_{2t} у теоретичних процесах в решітках та інші термодинамічні параметри потоку показані на рис. 2.

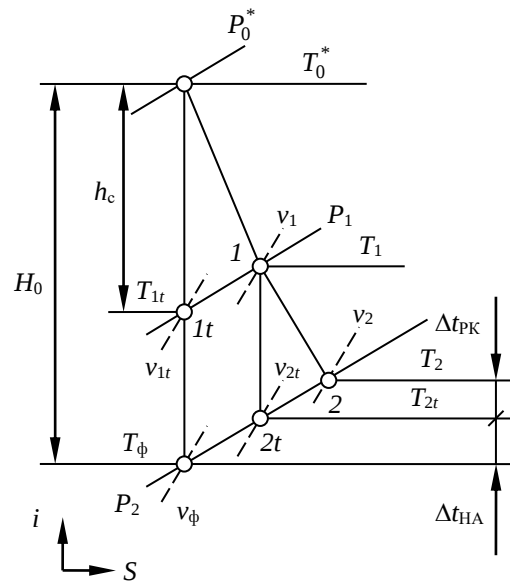


Рисунок 2 – Термодинамічний процес в турбінному ступені

$$\frac{P_1}{P_0^*} = \frac{P_2/P_0^*}{\left[\frac{F_1 \sin \alpha_1 \cos \gamma_1 C_{1t} \left(\frac{\mu_1 v_{2t}}{\mu_2 v_\phi} \right)}{F_2 \sin \beta_2 \cos \sigma_2 W_{2t}} \right]^k}, \quad (5)$$

в якій вираз у круглих дужках має фізичний сенс комплексу втрат. При невеликих швидкостях потоку стисливість газу майже відсутня і комплекс втрат дорівнює відношенню коефіцієнтів швидкостей ϕ/ψ .

Запишемо формули для визначення швидкостей C_{1t} і W_{2t} у рівнянні (5):

$$C_{1t} = a_{кр} \lambda_{C_{1t}},$$

де критична швидкість

$$a_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_0^*}.$$

$$C_1 = \varphi C_{1t} = \varphi a_{кр} \lambda_{C_{1t}}.$$

Для формули (3) знаходимо спочатку

$$W_1^2 = \varphi^2 C_{1t}^2 + u_1^2 - 2u_1 C_{1t} \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1,$$

а потім реактивний перепад ентальпій h_{1r} . Якщо знехтувати «розбіжністю ізобар P_1 і P_2 », перепад $h_{1r} = H_0 - h_c$, де наявний перепад ентальпій

$$\frac{W_{2t}}{a_{кр}} = \sqrt{\lambda_{\phi}^2 - \lambda_{C_{1t}}^2 (1 - \varphi^2) + \left(\frac{u_2}{C_{\phi}}\right)^2} \lambda_{\phi}^2 - 2 \frac{u_2}{C_{\phi}} \frac{u_1}{u_2} \lambda_{\phi} \lambda_{C_{1t}} \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1. \quad (6)$$

При визначенні коефіцієнтів втрат у решітках, коефіцієнта втрат з вихідною швидкістю, коефіцієнтів корисної дії ступеня критичну швидкість $a_{кр}$ можна не підраховувати, оскільки вона є співмножником у формулах, за якими ми знаходимо швидкості C_{1t} і W_{2t} для рівняння (5),

де замість відношення $\frac{C_{1t}}{W_{2t}}$ будемо застосовувати

$$\text{відношення } \frac{\lambda_{C_{1t}}}{W_{2t}/a_{кр}}.$$

Розглянемо методику розрахунку комплексу втрат $\frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{v_{2t}}{v_{\phi}}$, в якому коефіцієнти витрати

$$\mu_1 = \frac{G}{G_{1t}} = \varphi \frac{v_{1t}}{v_1},$$

$$\mu_2 = \frac{G}{G_{2t}} = \psi \frac{v_{2t}}{v_2}.$$

Таким чином комплекс втрат залежить від відомих нам коефіцієнтів швидкості і невідомих поки відношень питомих об'ємів:

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{v_{2t}}{v_{\phi}} = \frac{\varphi}{\psi} \frac{v_{1t}}{v_1} \frac{v_2}{v_{\phi}}. \quad (7)$$

Для досконалого газу ($Pv = RT$) із врахуванням позначень на рис. 2 відношення

$$1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2 = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\phi}^2}{\left[\frac{\bar{F} \sin \alpha_1 \cos \gamma_1}{\sin \beta_2 \cos \sigma_2} \frac{\lambda_{C_{1t}}}{W_{2t}/a_{кр}} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{v_{2t}}{v_{\phi}} \right) \right]^{k-1}}. \quad (10)$$

для визначення питомої швидкості $\lambda_{C_{1t}}$ методом ітерацій. Питома швидкість $\lambda_{C_{1t}}$ і багато інших параметрів потоку за сопловою решіткою залежать від згаданих вище 11 параметрів: u_2/C_{ϕ} , λ_{ϕ} , $\bar{F}$, α_1 , γ_1 , β_2 , σ_2 , $\bar{u}$, k , φ , ψ .

$$H_0 = \frac{C_{\phi}^2}{2} = \frac{a_{кр}^2 \lambda_{\phi}^2}{2}, \quad \text{а перепад в соплах}$$

$$h_c = \frac{C_{1t}^2}{2} = \frac{a_{кр}^2 \lambda_{C_{1t}}^2}{2}, \quad \text{тоді } h_{1r} = \frac{a_{кр}^2}{2} (\lambda_{\phi}^2 - \lambda_{C_{1t}}^2).$$

Після незначних перетворень отримуємо формулу

$$\frac{v_{1t}}{v_1} = \frac{T_{1t}}{T_1} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \varphi^2 \lambda_{C_{1t}}^2}, \quad (8)$$

відношення

$$\frac{v_2}{v_{\phi}} = \frac{T_2}{T_{\phi}} = \frac{T_{\phi} + \Delta t_{HA} + \Delta t_{PK}}{T_{\phi}},$$

де T_{ϕ} – фіктивна температура за ступенем;

Δt_{HA} , Δt_{PK} – підвищення температури газу внаслідок неізоентропічності процесів у НА і РК відповідно. Нехтуючи «розбіжністю ізобар P_1 і P_2 », нескладно визначити відношення

$$\frac{v_2}{v_{\phi}} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} [\lambda_{\phi}^2 \psi^2 + \lambda_{C_{1t}}^2 (\varphi^2 - \psi^2)]}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\phi}^2}. \quad (9)$$

У знаменнику правої частини рівняння (5) єдиною невідомою величиною є питома швидкість $\lambda_{C_{1t}}$. Якщо в (5) перейти від відношень тисків до питомих швидкостей $\lambda_{C_{1t}}$ і λ_{ϕ} за допомогою формул

$$\frac{P_1}{P_0^*} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{і} \quad \frac{P_2}{P_0^*} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\phi}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

отримуємо рівняння

$$1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\phi}^2 = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2}{\left[\frac{\bar{F} \sin \alpha_1 \cos \gamma_1}{\sin \beta_2 \cos \sigma_2} \frac{\lambda_{C_{1t}}}{W_{2t}/a_{кр}} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{v_{2t}}{v_{\phi}} \right) \right]^{k-1}}. \quad (10)$$

Методика розрахунку коефіцієнтів корисної дії елементарного турбінного ступеня

Ступінь реактивності

$$\rho = 1 - \frac{\lambda_{C_{1t}}^2}{\lambda_{\phi}^2}. \quad (11)$$

Відносні втрати у сопловій решітці

$$\xi_c = \frac{(1 - \varphi^2) \lambda_{C_{1t}}^2}{\lambda_{\phi}^2}. \quad (12)$$

Відносні втрати у робочій решітці

$$\xi_{\text{л}} = (1 - \psi^2) \left[1 - \xi_{\text{с}} + \left(\frac{u_2}{C_{\Phi}} \right)^2 - 2 \frac{u_2}{C_{\Phi}} \bar{u} \frac{\lambda_{C_{\text{л}}}}{\lambda_{\Phi}} \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1 \right] = (1 - \psi^2) \left(\frac{W_{2\text{т}}/a_{\text{кр}}}{\lambda_{\Phi}} \right)^2. \quad (13)$$

Гідравлічний ККД

$$\eta' = 1 - \xi_{\text{с}} - \xi_{\text{л}}. \quad (14)$$

Відносний лопатковий ККД

$$\eta_{\text{вл}} = 2 \frac{u_2}{C_{\Phi}} \left[\frac{\lambda_{C_{\text{л}}}}{\lambda_{\Phi}} \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1 \bar{u} - \frac{u_2}{C_{\Phi}} + \right. \\ \left. + \psi \cos \sigma_2 \cos \beta_2 \sqrt{1 - \frac{\lambda_{C_{\text{л}}}^2}{\lambda_{\Phi}^2} (1 - \varphi^2) + \left(\frac{u_2}{C_{\Phi}} \right)^2 - 2 \frac{u_2}{C_{\Phi}} \bar{u} \frac{\lambda_{C_{\text{л}}}}{\lambda_{\Phi}} \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1} \right]. \quad (15)$$

Коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю

$$\xi_{\text{в.ш}} = \eta' - \eta_{\text{вл}}. \quad (16)$$

ККД по параметрам гальмування

$$\eta^* = \frac{\eta_{\text{вл}}}{1 - \xi_{\text{в.ш}}}.$$

Відношення $\frac{\lambda_{C_{\text{л}}}}{\lambda_{\Phi}}$ в цих формулах можна

замінити на $\sqrt{1 - \rho}$. Тоді для ступеня з $\bar{u} = 1$, $\gamma_1 = \sigma_2 = 0$ отримуємо відому в теорії турбін формулу

$$\eta_{\text{вл}} = 2 \frac{u}{C_{\Phi}} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} - \frac{u}{C_{\Phi}} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2 (1 - \rho) + \left(\frac{u}{C_{\Phi}} \right)^2 - 2 \frac{u}{C_{\Phi}} \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} + \rho} \right]. \quad (17)$$

Алгоритм розрахунку витрати, параметрів потоку за решітками, а також потужності ступеня

Для визначення витрати газу через перетин 1 за сопловою решіткою до 11 відомих вихідних параметрів треба додати ще параметри гальмування перед ступенем P_0^* , T_0^* , газову сталу R , площу F_1 , що дозволить знайти фактичний питомий об'єм $v_1 = \frac{v_{1\text{т}}}{v_{1\text{л}}/v_1}$, де відношення $v_{1\text{т}}/v_1$ знаходимо за формулою (8), а $v_{1\text{л}}$ з рівняння Пуасона

$$v_{1\text{л}} = v_0^* \left(\frac{P_0^*}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad \text{Так як} \quad v_0^* = \frac{RT_0^*}{P_0^*}, \quad \text{а} \\ \left(\frac{P_0^*}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{\text{л}}}^2 \right)^{\frac{1}{1-k}}, \quad \text{питомий об'єм} \\ v_1 = \frac{RT_0^*}{P_0^*} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{\text{л}}}^2 \right)^{\frac{k}{1-k}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \varphi^2 \lambda_{C_{\text{л}}}^2 \right), \quad (18)$$

а витрата газу через ступінь

$$G = \frac{F_1 \sin \alpha_1 \cos \gamma_1 a_{\text{кр}} \lambda_{C_{\text{л}}} \varphi}{v_1}. \quad (19)$$

Розглянемо параметри потоку за НА. Питомий об'єм v_1 вже відомий. Тиск

$$P_1 = P_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{\text{л}}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \text{температура} \quad T_1 = \frac{P_1 v_1}{R}.$$

Складові абсолютної швидкості потоку:

$$C_{1a} = C_1 \cos \gamma_1 \sin \alpha_1,$$

$$C_{1u} = C_1 \cos \gamma_1 \cos \alpha_1,$$

$$C_{1r} = C_1 \sin \gamma_1.$$

Важливий вплив на коефіцієнт швидкості робочої решітки ψ надають кути потоку у відносно-му русі σ_1 (рис. 3) і β_1 . Кут σ_1 знаходиться між вектором $\vec{W}_1$ і його проекцією на циліндричну поверхню $\vec{W}_{1au} = \vec{W}_{1a} + \vec{W}_{1u}$, а кут β_1 між $\vec{W}_{1au}$ і $\vec{W}_{1u}$. Оскільки швидкість W_1 відома (формула (4)) і відомі її проекції $W_{1a} = C_{1a}$, $W_{1r} = C_{1r}$, $W_{1u} = C_{1u} - u_1$, нескладно знайти $W_{1au} = \sqrt{W_{1a}^2 + W_{1u}^2}$, а потім

$$\sin \sigma_1 = \frac{W_{1r}}{W_1}, \quad (20)$$

$$\cos \beta_1 = \frac{W_{1u}}{W_{1au}}. \quad (21)$$

Кут σ_1 враховує рівень радіальної складової швидкості перед РК, а порівняння кута β_1 з кутом «металу» дозволяє знайти кут атаки для профіля робочої решітки.

Структура потоку за РК

Найважливішим параметром за робочим колесом є кут α_2 , який визначає рівень втрат з вихідною швидкістю, яка суттєво збільшується також при збільшенні кута σ_2 , що враховує рівень радіальної складової швидкості.

Після знаходження $W_{2t}/a_{кр}$ (в процесі використання формули (10), яка застосовується для визначення $\lambda_{C_{it}}$) можна знайти витратну складову

$$\text{абсолютної швидкості } \frac{C_{2a}}{a_{кр}} = \frac{W_{2t}}{a_{кр}} \psi \cos \sigma_2 \sin \beta_2,$$

$$\text{колову складову } \frac{C_{2u}}{a_{кр}} = \frac{u_2}{a_{кр}} - \frac{W_{2t}}{a_{кр}} \psi \cos \sigma_2 \cos \beta_2, \text{ де}$$

$$\frac{u_2}{a_{кр}} = \frac{u_2}{C_\phi} \lambda_\phi, \text{ а також}$$

$$\frac{C_{2au}}{a_{кр}} = \sqrt{\left(\frac{C_{2a}}{a_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{C_{2u}}{a_{кр}}\right)^2}, \quad (22)$$

$$\cos \alpha_2 = -\frac{C_{2u}/a_{кр}}{C_{2au}/a_{кр}}. \quad (23)$$

Кут між векторами $\vec{C}_2$ і $\vec{C}_{2au}$ можна знайти наступним чином:

$$\sin \gamma_2 = \frac{\frac{W_{2t}}{a_{кр}} \psi \sin \sigma_2}{\sqrt{\left(\frac{C_{2au}}{a_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{W_{2t}}{a_{кр}} \psi \sin \sigma_2\right)^2}}.$$

Кути γ_1 і γ_2 , пов'язані з векторами абсолютної швидкості в контрольних перерізах 1 і 2, є базовими параметрами при таруванні орієнтованих пневмометричних зондів, які використовуються для вимірювання параметрів просторової течії за решітками турбомашин.

При побудові меридіанних ліній току застосовуються показані на рис. 1 кути δ_1 і δ_2 , які знаходяться за формулами

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\sin \alpha_1}, \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\operatorname{tg} \sigma_2}{\sin \beta_2}.$$

Зрозуміло, що $\delta_1 > \sigma_1 > \gamma_1$ (рис. 3), а $\delta_2 \geq \gamma_2 > \sigma_2$.

Важливим параметром є питомий об'єм

$$v_2 = \frac{RT_0^*}{P_2} \left\{ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left[\lambda_\phi^2 \psi^2 + \lambda_{C_{it}}^2 (\varphi^2 - \psi^2) \right] \right\}$$

і відношення питомих об'ємів v_2/v_1 .

Потужність турбінного ступеня $N = GH_0 \eta_{вл}$, де наявний перепад ентальпій

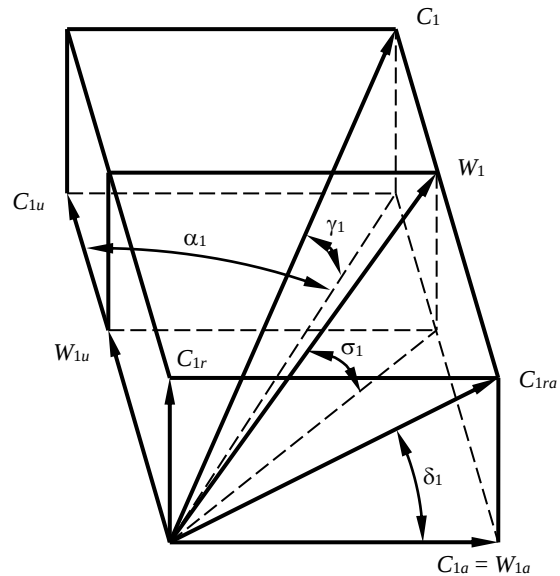


Рисунок 3 – Кути потоку за НА

$$H_0 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Аналіз методики термогазодинамічного розрахунку елементарного турбінного ступеня

В результаті розв'язання системи рівнянь, які описують термогазодинамічні процеси в елементарному турбінному ступені, отримані формули (6) – (10), які мають універсальний характер і можуть бути використані для аналізу впливу режимних, конструктивних та інших факторів на ефективність роботи елементарного ступеня незалежно від того, чи є меридіанні границі цього ступеня твердими поверхнями чи умовними вісесиметричними поверхнями між сусідніми струминками течії. Головне, щоб параметри потоку у всіх поперечних перерізах кільцевої струминки течії були незмінними в межах цих перерізів.

Усі термодинамічні і кінематичні параметри, коефіцієнти втрат, коефіцієнти корисної дії η' , $\eta_{вл}$ і η^* , а також ступінь реактивності ρ є функцією багатьох змінних, які можна розбити на п'ять груп:

- а) конструктивні параметри ступеня: $\bar{F} = F_1/F_2$, $\bar{u} = u_1/u_2$, $\bar{r} = r_1/r_2$, (F_1) ;
- б) характеристики якості решіток: φ , ψ ;
- в) характеристики робочого тіла: k , (R) ;
- г) кути потоку за решітками: α_1 , γ_1 , β_2 , σ_2 ;
- д) режимні критерії: u_2/C_ϕ , λ_ϕ , (P_0^*, T_0^*, ω) .

В дужках вказані параметри без яких неможливо підрахувати питомі об'єми, швидкості потоку і їх проекції, витрату газу і потужність ступеня.

Усіх інших 11 параметрів достатньо для визначення відносних втрат $\xi_c, \xi_l, \xi_{в.ш}, \text{ККД } \eta', \eta_{вл}, \eta^*$, кутів просторового вісесиметричного потоку і відношень швидкостей до критичної швидкості $a_{кр}$.

При проектуванні турбіни необхідно прагнути до підвищення економічності усіх її струминок течії, тобто враховувати вплив перелічених вище 11 параметрів на ККД елементарних турбінних ступенів. Питанням підвищення коефіцієнтів швидкості ϕ і ψ займається теорія решіток, а методи теорії просторового пограничного шару, пов'язані з вторинними течіями в перерізах, ортогональних до поверхонь току, застосовуються для кореневих і периферійних струминок течії. Параметри $\bar{F}, \alpha_1, \beta_2$ вибирають таким чином, щоб забезпечити вісьовий вихід потоку з РК в ступенях з різним рівнем ступіня реактивності ρ . Ці ж параметри є визначальними у формуванні ρ , а ступені з $\rho \approx 0,5$ краще ступенів активного типу, що пов'язано у першу чергу з підвищенням коефіцієнта ψ . При розрахунках ККД ступенів на змінних режимах основним режимним параметром є відношення швидкостей u_2/C_ϕ . В теорії циліндричного потоку вплив u_2/C_ϕ на $\eta_{вл}$ для ступенів з різним рівнем ступіня реактивності ρ визначається за допомогою залежності (17).

Важливо пам'ятати, що при зафіксованих $\rho, \phi, \psi, \alpha_1, \beta_2$ зміна u_2/C_ϕ обов'язково супроводжується зміною або $\bar{F}$, або λ_ϕ , або $\bar{F}$ і λ_ϕ одночасно. Якщо λ_ϕ зафіксована (наприклад розглядається задача з незмінним відношенням P_2/P_0^* , постійною температурою T_0^* і змінною коловою швидкістю u_2), зміна u_2/C_ϕ при $\rho = \text{const}$ можлива тільки при зміні $\bar{F}$.

Суттєвий вплив на $\eta_{вл}$ має режимний параметр λ_ϕ , але формула (17) не дозволяє цей вплив визначити. В реальних умовах роботи ступеня при $u_2/C_\phi = \text{const}$ підвищення критерія подібності λ_ϕ підвищує ступінь реактивності, змінює кут атаки

робочого колеса, кут виходу потоку з РК α_2 , коефіцієнти швидкості ϕ і ψ . Внаслідок зростання чисел Маха і Рейнольдса можлива поява надзвукових швидкостей потоку C_1 і W_2 .

Вплив параметрів нециліндричності течії на економічність ступеня

Розрахункове дослідження цього впливу виконане при зафіксованих значеннях: $\lambda_\phi = 0,508$, $u_2/C_\phi = 0,525$, $\phi = 0,95$, $\psi = 0,9$, $\alpha_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $k = 1,4$. Кут γ_1 змінювався з 0° до 20° , кут σ_2 з 0° до $26,5^\circ$, відношення $\bar{F}$ з $0,87$ до $0,972$, відношення $\bar{u}$ з 1 до $0,96$ і $1,064$. Так як рівень λ_ϕ невисокий, зміною питомої густини в формулі (7) можна було знехтувати і прийняти, що комплекс втрат дорівнює $\phi/\psi = 1,0555$.

Вихідним варіантом 1 вважаємо ступінь ($\gamma_1 = 0$, $\sigma_2 = 0$, $\bar{u} = 1$, $\bar{F} = 0,87$), який працює з осьовим виходом потоку $\alpha_2 = 90^\circ$, ступінем реактивності $\rho = 0,3$ і ККД $\eta_{вл} = 0,7547$, $\eta' = 0,846$.

Вплив кута σ_2 при $\bar{F} = 0,87$ (варіант 2)

Якщо уявити собі, що при збільшенні кута σ_2 з 0° до $26,5^\circ$ залишиться незмінною зведена швидкість $\lambda_{C_{it}}$, то збережеться і відношення $W_{2t}/a_{кр}$ у формулі (6). У цьому випадку у формулі (10) зросте знаменник і права частина рівняння буде менша ніж ліва. Тому для розв'язання рівняння (10) потрібно зменшити $\lambda_{C_{it}}$, що потягне за собою підвищення ступіня реактивності ρ з $0,3$ до $0,383$. Внаслідок збільшення втрат з вихідною швидкістю ККД $\eta_{вл}$ зменшується з $0,7547$ до $0,68$ тобто на $7,47\%$, а ККД η' усього на $0,2\%$.

Аналіз впливу різних факторів на $\lambda_{C_{it}}$ і

$\rho = 1 - \frac{\lambda_{C_{it}}^2}{\lambda_\phi^2}$ зручно проводити за допомогою рівняння (24):

$$1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{it}}^2 = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_\phi^2}{\left[\frac{\bar{F} \sin \alpha_1 \cos \gamma_1 \mu_1 v_{2t}}{\sin \beta_2 \cos \sigma_2 \mu_2 v_\phi} \frac{\lambda_{C_{it}}}{\sqrt{\lambda_\phi^2 - \lambda_{C_{it}}^2 (1 - \phi^2) + \left(\frac{u_2}{C_\phi} \right)^2 \lambda_\phi^2 - 2 \frac{u_2}{C_\phi} \frac{u_1}{u_2} \lambda_\phi \lambda_{C_{it}} \phi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1}} \right]^{k-1}}. \quad (24)$$

Вплив кута γ_1 при $\bar{F} = 0,87$ (варіант 3)

При збільшенні кута γ_1 з 0° до 20° (такий великий кут має місце у периферійних струминках току останніх ступенів парових турбін [20]) знаменник у рівнянні (24) зменшиться, якщо припустити, що $\lambda_{C_{it}} = \text{const}$. Права частина (24) буде менша ніж ліва. Тому зростання кута γ_1 з 0° до 20° обов'язково супроводжується збільшенням $\lambda_{C_{it}}$ і зниженням ρ з 0,3 до 0,207. Незважаючи на перерозподіл перепадів ентальпій на користь відносно ефективного НА ($\varphi > \psi$) ККД η' зменшується на 0,74 %, що пов'язано у першу чергу з підвищенням втрат у сопловій решітці ξ_c .

Оскільки відносні втрати ξ_l і $\xi_{в.ш}$ зменшуються у 1,02 рази внаслідок зниження у 1,01 рази швидкості потоку W_2 , відносний лопатковий ККД $\eta_{вл}$ погіршується всього на 0,55 %.

Таким чином негативний вплив на ККД $\eta_{вл}$ радіальної складової швидкості за НА не є значним, оскільки підвищення кута γ_1 суттєво впливає на ступінь реактивності ступеня і зменшує ξ_l і $\xi_{в.ш}$.

Функціонування периферійних струминок течії у останньому ступені парових турбін мало чим відрізняється від роботи варіанта 3, коли дуже велика радіальна складова швидкості потоку в перерізі за НА суттєво зменшує ступінь реактивності, практично не впливає на кут потоку β_1 і менше ніж на 1 % зменшує ККД $\eta_{вл}$, η^* , η' . В останньому ступені частини низького тиску турбіни К-1000-60/1500 кут δ_1 в цій зоні досягає 50° , а ступінь реактивності суттєво зменшується при переході від середнього радіуса до периферійного [18], [19].

Вплив відношення площ $\bar{F}$ на ступінь реактивності та ККД (варіант 4)

Розглянемо роботу варіанту 4, який відрізняється від вихідного варіанта 1 тільки підвищеним рівнем $\bar{F} = 0,972$. З формули (24) видно, що при зафіксованих параметрах u_2/C_ϕ , λ_ϕ , α_1 , γ_1 , $\bar{u}$, k , φ , ψ питома швидкість $\lambda_{C_{it}}$ не залежить від того, яким чином сформований комплекс $\bar{F}/(\sin\beta_2 \cos\sigma_2)$. Так як в варіантах 2 і 4 цей комплекс дорівнює 1,944, маємо для них однакові $\lambda_{C_{it}} = 0,39$, $W_{2t}/a_{кф} = 0,361$, $\rho = 0,387$,

$\xi_c = 0,0598$, $\xi_l = 0,0960$, $\eta' = 0,8442$. На відміну від варіанта 2 варіант 4 має менший кут α_2 , меншу втрату з вихідною швидкості $\xi_{в.ш} = 0,1035$ і набагато більший ККД $\xi_{вл} = 0,7405$.

Перехід від варіанта 1 з $\bar{F} = 0,87$ до варіанту 4 з $\bar{F} = 0,972$ суттєво збільшує ступінь реактивності, внаслідок того ККД η' зменшується на 0,2 %, а ККД $\eta_{вл}$ на 1,42 %. Підкреслимо, що цей результат отриманий в умовах коли 10 інших параметрів, а головне коефіцієнти швидкості, зберігаються незмінними.

Якби при переході від варіанту 1 з $\gamma_1 = 0^\circ$ до варіанту 2 з $\gamma_2 = 26,5^\circ$ ступінь реактивності зберіглася б незмінною, то ККД η' залишився на рівні 0,846, а ККД $\eta_{вл}$ зменшився на 7,47 % – 1,42 % = 6,05 %.

Для виключення впливу ступеня реактивності на роботу елементарного турбінного ступеня доцільно змінювати одночасно декілька параметрів нециліндричності течії або, наприклад, кут потоку β_2 .

Вплив ступеня реактивності ρ на відносний лопатковий ККД $\eta_{вл}$ можна проаналізувати за допомогою відомого в теорії турбомашин рівняння (17) для ступеня з $\gamma_1 = \sigma_2 = 0$, $\bar{u} = 1$, а на гідрравлічний ККД η' за допомогою універсальної методики, розглянутої в [21] і в цій статті. В обох випадках можна вважати, що ступінь реактивності змінюється за рахунок зміни ступеня розширення струминки течії $1/\bar{F}$.

З рис. 4 видно, що при «нормальному» співвідношенні $\varphi > \psi$ збільшення $\bar{F}$ супроводжується значним підвищенням ступеня реактивності і незначним падінням ККД η' . При $\varphi = \psi$, що характерно для периферійної струминки течії в останніх ступенях парових і газових турбін, збільшення $\bar{F}$ з 0,77 до 1,07 супроводжується вже зростанням ККД η' більше ніж на 1 %, а ρ з 0,2 до 0,43. Таким чином гідрравлічний ККД η' , який є найважливішим показником ефективності майже усіх ступенів багатоступінчастих турбін, дуже слабо залежить від ступеня реактивності ρ . При теплових розрахунках турбін ρ формується у першу за рахунок співвідношення між кутами потоку α_1 , β_2 , а не за рахунок відношення $\bar{F}$.

В [21] показано, що на характер залежностей $\eta' = f(\bar{F})$ і $\eta' = f(\rho)$ впливає (також досить слабо) режимний критерій u_2/C_ϕ , а також інші параметри:

$$\eta' = 1 - (1 - \varphi^2)(1 - \rho) - (1 - \psi^2) \left[1 - (1 - \rho)(1 - \varphi^2) + \left(\frac{u_2}{C_\phi} \right)^2 - 2 \frac{u_2}{C_\phi} \bar{u} \sqrt{1 - \rho \varphi \cos \gamma_1 \cos \alpha_1} \right]. \quad (25)$$

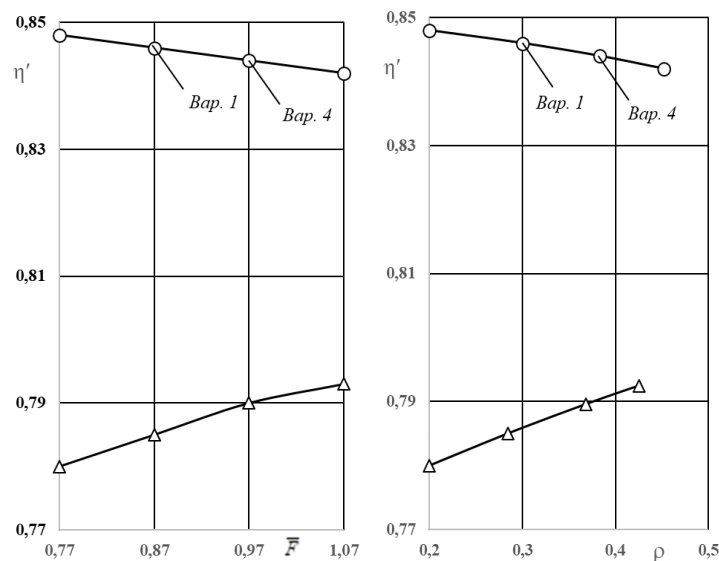


Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта швидкості φ і відношення площ $\bar{F}$ на гідравлічний ККД η' і ступінь реактивності ρ при $\psi = 0,9$, $k = 1,4$, $\bar{u} = 1$, $\gamma_1 = \sigma_2 = 0$, $\alpha_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\lambda_\phi = 0,508$, $u_2/C_\phi = 0,525$: 1 – $\varphi = 0,95$; 2 – $\varphi = 0,9$

Сумісний вплив від збільшення кутів γ_1 і σ_2 при $\bar{F} = 0,87$ (варіант 5)

Якщо одночасно збільшити кут γ_1 з 0° до 20° і кут σ_2 з 0° до $26,5^\circ$, можна зберегти $\lambda_{C_{it}} = 0,425$ і $\rho = 0,3$. За рахунок збільшення втрат з вихідною швидкістю, а також підвищення втрат у РК ККД $\eta_{\text{вл}}$ зменшується на 7,87 %. Важливо підкреслити, що в умовах відсутності перерозподілу перепадів ентальпій в НА і РК перехід від вихідного варіанта 1 до варіанта 5 зменшує ККД η' вже не на 0,74 %, а на 0,86 % і підвищує втрати з вихідною швидкістю на 7,0 %.

Розглянутий у варіанті 5 приклад роботи елементарного турбінного ступеня з дуже великими кутами γ_1 і σ_2 відповідає у першому наближенні роботі кінцевого ступеня в умовах, коли у РК радіальна складова швидкості майже не змінюється ($C_{1r}/a_{\text{кр}} = 0,138$, $C_{2r}/a_{\text{кр}} = 0,144$, $\delta_1 = 40,7^\circ$, $\delta_2 = 45^\circ$).

При переході від варіанту 1 до варіанту 5 ступінь реактивності і втрати у НА ξ_c залишилися незмінними, а підвищення кута γ_1 з 0° до 20° призвело до зростання швидкості W_2 , втрат у РК $\xi_{\text{л}}$ і зменшенню ККД η' на 0,84 % і збільшенню вихідних втрат $\xi_{\text{в,ш}}$ приблизно на 1 %. Ще на 6 % втрати $\xi_{\text{в,ш}}$ зросли внаслідок збільшення кута σ_2 з 0° до $26,5^\circ$.

Сумісне збільшення кута γ_1 і відношення торцевих площ $\bar{F}$ (варіант 6)

Для остаточного визначення рівня негативно-го впливу кута γ_1 на економічність ступеня збільшимо одночасно кут γ_1 з 0° до 20° і параметр $\bar{F}$ з 0,87 до 0,972, що дозволить зберегти $\lambda_{C_{it}} = 0,425$ в рівнянні (24), а також $\rho = 0,3$. У цьому випадку втрати в НА ξ_c збережуться незмінними.

Зростання кута γ_1 підвищує відносну швидкість W_2 (формули (3) і (4)), що при незмінному реактивному перепаді ентальпій $h_{\text{л}}$ збільшує у 1,05 рази відносну швидкість W_2 (відношення $W_{2t}/a_{\text{кр}}$ зростає з 0,341 до 0,358) і в 1,1 рази втрати у РК $\xi_{\text{л}}$. ККД η' знижується на 0,87 %.

Вплив кута γ_1 на ККД $\eta_{\text{вл}}$ можна пояснити за допомогою рівняння $\eta_{\text{вл}} = (u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u})/H_0$, в якому $u_1 = u_2$, а наявний перепад ентальпій $H_0 = \text{const}$. Зростання кута γ_1 з 0° до 20° при $\rho = \text{const}$ зменшує у $1/\cos\gamma_1 = 1,0642$ рази проекцію швидкості C_{1u} , а підвищення у 1,05 рази швидкості W_2 в умовах зафіксованого кута β_2 зменшує проекцію швидкості C_{2u} .

В результаті різниця проекцій $C_{1u} - C_{2u}$ зменшується в 1,025 рази, що в 1,025 рази зменшує ККД $\eta_{\text{вл}}$. Таке зменшення $\eta_{\text{вл}}$ на 1,84 % можна пояснити також підвищенням у 1,1 рази як втрати $\xi_{\text{л}}$, так і втрати $\xi_{\text{в,ш}}$.

Зміна з 90° до $85,6^\circ$ кута α_2 практично не впливає на втрату з вихідною швидкістю.

Якщо збільшення $\bar{F}$ у $0,972/0,87 = 1,1172$ рази здійснити за рахунок підвищення у $1/\cos\gamma_1 = 1,0642$ рази площі перетина за НА F_1 і зменшення у $1,05$ рази площі перетина за РК F_2 , можна зберегти витрату робочого тіла.

Вплив відношення $\bar{u}$ на роботу ступеня з $\bar{F} = 0,87$, $\gamma_1 = 20^\circ$ (варіанти 7 і 8)

Периферійні струминки течії в останніх ступенях частин низького тиску (ЧНТ) парових турбін мають у першому наближенні $\gamma_1 = 20^\circ$, $\sigma_2 = 0$, $\bar{u} < 1$. Розглянемо роботу варіанта 7, в якому вже два параметри нециліндричності $\gamma_1 = 20^\circ$ і $\bar{u} = 0,96$ негативно впливають на економічність ступеня, знижуючи η' на $1,3\%$, η^* на $1,44\%$, $\eta_{\text{вл}}$ на $1,37\%$ по відношенню до вихідного варіанта 1. У порівнянні з варіантом 3 зміна $\bar{u}$ з 1 до $0,96$ призвела до зменшення ККД η' на $1,3\%$ – $0,87\% = 0,43\%$ і ступеня реактивності з $0,207$ до $0,175$.

Таким чином одночасне зростання кута γ_1 з 0° до 20° і зменшення відношення швидкостей $\bar{u}$ з 1 до $0,96$ негативно впливає на гідравлічний ККД η' , суттєво зменшує ступінь реактивності периферійних струминок течії в останніх ступенях ЧНТ парових турбін і практично не впливає на витрату газу і вихідний трикутник швидкостей.

Розглянемо тепер роботу прикореневих струминок течії в ступенях парових і газових турбін або в діагональних турбомашинах з $\gamma_1 < 0$ і $\bar{u} > 1$. Знак при γ_1 не впливає на величину $\cos\gamma_1$ в формулах (6), (10), (13), (15), (17), (19), (24).

Нехай у варіанті 8 $\gamma_1 = -20^\circ$ і $\bar{u} = 1,064$, а усі інші дев'ять параметрів такі ж, як у вихідному

варіанті 1. У цьому випадку перехід від вихідного варіанту до варіанту 8 практично не впливає на ККД η' , оскільки негативний вплив на гідравлічні втрати радіальної складової швидкості потоку за НА буде компенсовано позитивним впливом від збільшення відношення $\bar{u}$. Зниження ρ з $0,3$ до $0,246$ частково компенсує підвищення кута γ_1 , тому пропорційна $\sqrt{1-\rho} \cos\gamma_1$ витратна складова швидкості C_{1a} впаде у $1,0256$ рази, а швидкість W_2 і її витратна складова W_{2a} у $1,0388$ рази (оскільки відношення питомих об'ємів v_2/v_1 також змінюється). В результаті зменшення у $1,0388^2 = 1,079$ рази витрати з вихідною швидкістю $\xi_{\text{в.ш}}$ відносний лопатковий ККД $\eta_{\text{вл}}$ зростає на $0,75\%$.

Висока економічність радіально-осьових ступенів значною мірою обумовлена високим рівнем параметра $\bar{u} > 1$. При $\gamma_1 = \pm 20^\circ$ підвищення відношення $\bar{u}$ з $0,96$ до $1,064$ (перехід від варіанта 7 до варіанта 8) збільшує гідравлічний ККД η' на $1,4\%$, а відносний лопатковий ККД $\eta_{\text{вл}}$ на $2,12\%$, хоча при цьому ступінь реактивності ρ змінюється у негативному для ККД напрямку.

Основні результати дослідження впливу параметрів нециліндричності течії на роботу елементарних турбінних ступенів

В табл. 1 зібрані до купи характеристики економічності, ступінь реактивності і кут виходу потоку α_2 для восьми ступенів, розглянутих вище. Якщо ступінь не є останнім в багатоступінчастій турбіні, його економічність доцільно оцінювати ККД $\eta' = 1 - \xi_{\text{с}} - \xi_{\text{л}}$, а для останнього ступеня використовувати η' і $\eta_{\text{вл}} = \eta' - \xi_{\text{в.ш}}$, оскільки дуже часто кінетична енергія потоку за останнім ступенем вважається втратою усієї багатоступінчастої турбіни.

Таблиця 1 – Вплив кутів γ_1 , σ_2 , відношень $\bar{u}$ і $\bar{F}$ на характеристики турбінних ступенів

при $\lambda_\phi = 0,508$, $u_2/C_\phi = 0,525$, $\phi = 0,95$, $\psi = 0,9$, $\alpha_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $k = 1,4$

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8
γ_1 , град	0		20	0	20			-20
σ_2 , град	0	26,5	0		26,5	0		
$\bar{u}$	1						0,96	1,064
$\bar{F}$	0,87			0,972	0,87	0,972	0,87	
ρ	0,300	0,383	0,207	0,383	0,300		0,175	0,246
α_2 , град	90	95,8	91,3	84,5	96,7	85,6	89,8	94,2
$\xi_{\text{в.ш}}$	0,0913	0,1640	0,0894	0,1035	0,1614	0,101	0,0920	0,0848
η^*	0,8306	0,8132	0,8230	0,8260	0,8060	0,8190	0,8162	0,8330
η'	0,8460	0,8440	0,8386	0,8440	0,8374	0,8373	0,8330	0,8470
$n_{\text{вл}}$	0,7547	0,6800	0,7492	0,7405	0,6760	0,7363	0,7410	0,7622

Збільшення кута потоку за РК σ_2 з 0° до 20° практично не впливає на гідравлічний ККД η' , але на 7,47 % зменшує відносний лопатковий ККД $\eta_{\text{вл}}$ внаслідок підвищення втрат з вихідною швидкістю.

Збільшення кута потоку за НА γ_1 з 0° до 20° практично не впливає втрати з вихідною швидкістю, але на 0,74 % погіршує ККД η' . При сумісному збільшенні кута γ_1 з 0° до 20° , а відношення площ $\bar{F}$ з 0,87 до 0,972 вдається зберегти ступінь реактивності, а ККД η' зменшується на 0,87 %.

В умовах сумісного зростання кутів σ_2 і γ_1 (конічний потік) зміна кута σ_2 обумовлює підвищення втрат з вихідною швидкістю на 7 %, а зміна кута γ_1 зменшення ККД η' на 0,86 %.

На роботу периферійних струминок течії в останніх ступенях низького тиску потужних парових турбін негативно впливає не тільки високий рівень кута γ_1 за НА, але і менше ніж одиниця відношення колових швидкостей $\bar{u} = u_1/u_2$. При $\bar{u} = 0,96$, $\gamma_1 = 20^\circ$ ККД η' на 1,3 %, а ККД $\eta_{\text{вл}}$ на 1,37 % нижче ніж у вихідному варіанті 1 з $\bar{u} = 1$, $\gamma_1 = 0$. Цей результат отримано при $\varphi = 0,95$, хоча в експериментальних дослідженнях [15] – [21] коефіцієнт швидкості φ набагато нижче. В умовах більш наближених до реальних ($\varphi = \psi = 0,9$) підвищення кута γ_1 з 0° до 20° і зменшення відношення $\bar{u}$ з 1,0 до 0,96 призводить до зниження ρ з 0,282 до 0,168, а ККД η' і $\eta_{\text{вл}}$ на 2,1 %.

У прикореневих струминках течії деяких турбін відношення $\bar{u} > 1$, що позитивно відбивається на їх економічності. З великим $\bar{u}$ функціонують і радіальноосьові ступені. У варіанті 8 негативний вплив на ККД η' кута $\gamma_1 = -20^\circ$ повністю компенсований відношенням $\bar{u} = 1,064$, а ККД $\eta_{\text{вл}}$ на 0,75 % вище ніж у варіанті 1.

Оскільки потужність кожного ступеня багатоступінчастої турбіни визначається витратою робочого тіла, наявним перепадом ентальпій і ККД $\eta_{\text{вл}}$, при виконанні термогазодинамічних розрахунків важливо правильно знайти коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю $\xi_{\text{в.ш}}$, який залежить від кутів потоку α_2 і σ_2 . Кінетична енергія потоку за проміжними ступеннями на 80 % – 100 % використовується у наступних ступенях, але в останньому ступені вона втрачається і є мінімальною лише при $\alpha_2 = 90^\circ$, $\sigma_2 = 0$. Кут σ_2 залежить від багатьох конструктивних параметрів ступеня, у тому числі від кута потоку γ_1 за НА, а також від того, що відбувається з радіальною складовою

швидкості у РК. При проектуванні й дослідженнях робочих решіток ступенів з великою вияловістю треба звертати увагу не тільки на коефіцієнт швидкості ψ , но і на величину кутів σ_1 і σ_2 (кут σ_1 показаний на рис. 3).

Гідравлічний ККД η' визначається у першу чергу коефіцієнтами швидкості решіток φ і ψ , а також співвідношенням між перепадами ентальпій $C_{1t}^2/2$ і $W_{2t}^2/2$ в решітках. Якщо при усередненні уздовж кроку решіток замість коефіцієнтів швидкості використати коефіцієнти втрат кінетичної енергії ζ_c і ζ_l , отримуємо для вісесиметричних струминок течії більш високі ККД, так як $\sqrt{1-\zeta_c} > \varphi$, а $\sqrt{1-\zeta_l} > \psi$. В [11] показано, що при переході від коефіцієнтів швидкості (метод 3) до коефіцієнта втрат кінетичної енергії (метод 1) усереднені уздовж кроку решіток кути γ_1 і σ_2 зростають, що бажано враховувати у теплових розрахунках.

Висновки

1 В межах струминної теорії удосконалена методика одномірного розрахунку турбінного ступеня з урахуванням параметрів нециліндричності течії: кутів γ_1 і σ_2 , а також відношень колових швидкостей $\bar{u}$ і площ $\bar{F}$.

2 Методика дозволяє проаналізувати вплив на ступінь реактивності і економічність ступеня чотирьох параметрів нециліндричності течії, критеріїв подібності ступеня u_2/C_φ , λ_φ , коефіцієнтів швидкості φ , ψ , кутів потоку α_1 , β_2 , а також коефіцієнта ізоентропи k .

3 Підвищення приблизно на 12 % відношення $\bar{F}$ суттєво збільшує ступінь реактивності, що практично не впливає на ККД η' , але зменшує ККД $\eta_{\text{вл}}$ приблизно на 1,4 % внаслідок зростання втрат з вихідною швидкістю.

4 Підвищення з 0° до 20° кута γ_1 перед РК зменшує на 0,74 % ККД η' і на 0,55 % ККД $\eta_{\text{вл}}$.

5 Підвищення з 0° до $26,5^\circ$ кута σ_2 за РК практично не впливає на ККД η' , але зменшує приблизно на 7,5 % ККД $\eta_{\text{вл}}$ внаслідок зростання втрат з вихідною швидкістю.

6 Перехід від ступеня з $\gamma_1 = 0^\circ$, $\sigma_2 = 0^\circ$, до ступеня з $\gamma_1 = 20^\circ$, $\sigma_2 = 26,5^\circ$ при $\bar{u} = 1$ зменшує ККД η' на 0,86 %, а ККД $\eta_{\text{вл}}$ на 7,87 %.

7 Підвищення відношення колових швидкостей $\bar{u}$ з 0,96 до 1,064 збільшує на 1,4 % ККД η' і приблизно на 2 % ККД $\eta_{\text{вл}}$, хоча при цьому ступінь реактивності суттєво зростає.

Список літератури

- Соколовский Г. А. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашине / Г. А. Соколовский, В. И. Гнесин. – Київ : Наук. думка, 1986. – 264 с.
- Ершов С. В. Неявный метод С. К. Годунова повышенной точности для расчета пространственных течений в многоступенчатой турбомашине / С. В. Ершов, А. В. Русанов. – Харьков : Институт проблем машинобудовання АН України, 1994. – 20 с.
- Koya M. Numerical Analysis of Fully Three-Dimensional Flows Through a Turbine Stage / M. Koya, S. Kotake // ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1985. – No. 107(4). – PP. 945–952. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3239840>.
- Denton J. D. The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines / J. D. Denton // ASME: Journal of Turbomachinery. – 1992. – No. 114(1). – PP. 18–26. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2927983>.
- Ершов С. В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатоступінчастих турбомашинах «FlowER»: свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77; 19.02.96 / С. В. Ершов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 1996. – 1 с.
- Сертификат гос. регистр. авт. прав УГААСП № 5921. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев. – 16.07.2002.
- Adamczyk J. J. Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow Within a MultiStage Turbine / Adamczyk J. J., M. L. Celestina, T. A. Beach, M. Barnett // 34th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition sponsored by the American Society of Mechanical Engineers Toronto, Canada, June 4–8, 1989. – 1989. – No. paper 89-GT-152. – DOI: <https://doi.org/10.1115/89-GT-152>.
- Shahpar S. Multi-Objective Design and Optimisation of Bypass Outlet-Guide Vanes / S. Shahpar, D. Giacche, L. Lapworth // Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta (Georgia USA), June 6–19, 2003. – GT2003-38700. – PP. 591–601. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2003-38700>.
- Shahpar S. PADRAM: Parametric Design and Rapid Meshing System for Turbomachinery Optimisation / S. Shahpar, L. Lapworth // Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta (Georgia USA), June 13–16, 2003. – GT2003-38698. – PP. 579–590. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2003-38698>.
- Cofer J. I. Advances in Steam Path Technology / J. I. Cofer, J. K. Reinker, W. J. Sumner // GE Power Generation. – GER-3713E. – URL: https://www.governova.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3713e-advances-steam-path-technology.pdf (дата звернення 12.03.2025).
- Лапузин О. В. Нові методи усереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою турбомашини / О. В. Лапузин, 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: 10.20998/2078-774X.2021.01.07.
- Шнез Я. И. Исследование конической турбинной ступени / Я. И. Шнез, В. Н. Пономарев, Г. А. Бондаренко // Респ. межвед. сб.: Энергетическое машиностроение. – Харьков, 1970. – Вып. 9. – С. 62–68.
- Субботович В. П. Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомашини на поверхности вращения / Субботович В. П., Юдин А. Ю., Фан Конг Там // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2008. – № 6. – С. 41–46. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
- Шнез Я. И. Изменение степени реактивности в условиях переменного режима / Я. И. Шнез, В. Л. Гродзинский // Респ. межвед. сб.: Энергетическое машиностроение. – Харьков, 1970. – Вып. 8. – С. 101–107.
- Гаркуша А. В. Аэродинамика проточной части паровых турбин. – 1983. – 184 с.
- Капинос В. М. Переменный режим работы паровых турбин / В. М. Капинос, А. В. Гаркуша. – Харьков : Вища школа, 1989. – 173 с.
- Бойко А. В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования, оптимизация, проектирование / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Харьков : ХГПУ, 1999. – 360 с.
- Пономарев В. Н. Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне работы от нормальной нагрузки до холостого хода : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.16 турбомашин и турбоустановки // Василий Николаевич Пономарев ; Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1979. – 370 с.
- Бодрунов А. П. Исследование работы последних ступеней мощных паровых турбин в условиях близких к натурным : дис. ... канд. техн. наук // Александр Петрович Бодрунов ; Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1976. – 187 с.
- Лапузин О. В. Дослідження впливу тангенціальної нерівномірності параметрів потоку на газодинамічні характеристики соплових решіток турбомашин / О. В. Лапузин, 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>.
- Лапузин А. В. Исследование влияния регенеративного отбора на работу турбинного отсека : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 парогенераторостроение, гидротурбостроение, парогазотурбостроение // Александр Викторович Лапузин ; Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1981. – 216 с.

References (transliterated)

- Sokolovskij G. A., Gnesin V. I. (1986), *Nestacionarnye transzvuukovyie i vjazkie techenija v turbomashinah* [Unsteady transonic and viscous flows in turbomachines], Kiev. 264 p.
- Ershov S. V., Rusanov A. V. (1994), *Nejavnyj metod S. K. Godunova povyshennoj tochnosti dlja rasheta prostanstvennyh techenij v mnogostupenchatoj turbomashine* [S. K. Godunov's implicit method of increased accuracy for calculating three-dimensional flows in a multistage turbomachine], Kharkov, 20 p.
- Koya M., Kotake S. (1985), "Numerical Analysis of Fully Three-Dimensional Flows Through a Turbine Stage", *ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, no. 107(4), pp. 945–952, <https://doi.org/10.1115/1.3239840>.
- Denton J. D. (1992), "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines", *ASME: Journal of Turbomachinery*, no. 114(1), pp. 18–26, <https://doi.org/10.1115/1.2927983>.
- Ershov S. V., Rusanov A. V. (1996), *Kompleks program rozrahunku tryvymirnyh techij gazu v bagatovincevyh turbomashynah «FlowER»: svidoctvo pro derzhavnu rejestraciju prav avtora na tvir* [Complex of programs for calculating three-dimensional gas flows in multi-cascade turbomachines "Flow-ER": certificate of state registration of the author's rights to the work, PA No. 77], PA № 77, Ukraine.
- Solodov V. G., Starodubtsev Yu. V. (2002), *Nauchno-prikladnoy programmy kompleks MTFS® dlya rasheta trekhmernykh vyazkikh turbulentnykh techenij zhidkostey i gazov v oblastiakh proizvol'noy formy* [Scientific Application Software MTFS® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form], Patent UGAASP, no. 5921, 2002.
- Adamczyk J. J., Celestina M. L., Beach T. A., Barnett M. (1989), "Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow With-

- in a MultiStage Turbine”, 34th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition sponsored by the American Society of Mechanical Engineers Toronto, Canada, June 4–8, 1989, no. paper 89-GT-152, <https://doi.org/10.1115/89-GT-152>.
8. Shahpar S., Giacche D., Lapworth L. (2003), “Multi-Objective Design and Optimisation of Bypass Outlet-Guide Vanes”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta (Georgia USA), June 6–19, 2003*, GT2003-38700, pp. 591–601, <https://doi.org/10.1115/GT2003-38700>.
 9. Shahpar S., Lapworth L. (2003), “PADRAM: Parametric Design and Rapid Meshing System for Turbomachinery Optimisation”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta (Georgia USA), June 13–16, 2003*, GT2003-38698, pp. 579–590, <https://doi.org/10.1115/GT2003-38698>.
 10. Cofer J. I., Reinker J. K., Sumner W. J. (1996), “Advances in Steam Path Technology”, *GE Power Generation*, GER-3713E, Access mode: https://www.governova.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3713e-advances-steam-path-technology.pdf (accessed 12 March 2025).
 11. Lapuzin A., Subotovich V., Yudin Yu. (2021), “Novi metody userednennja parametriv prostorovogo potoku za soplovoju reshitzkoju turbomashyny [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>.
 12. Shneje Ja. I., Ponomarev V. N., Bondarenko G. A. (1970), “Issledovanie konicheskoy turbinnoj stupeni [Research of the conical turbine stage]”, *Resp. mezhved. sb.: Jenergeticheskoe mashinostroenie* [Rep. interdisciplinary sb.: Energy mechanical engineering], Vup. 9, pp. 62–68.
 13. Subotovich V.P., Yudin A.Yu., Phan Cong Tam (2008), “Obtekanie trehmernym potokom reshetki profilej turbomashiny na poverhnosti vrashhenija [The Flow Through the Turbomachine’s Casacade on the Surface of Revolution]”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 41–46, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
 14. Shneje Ja. I., Grodzinskij V. L. (1970), Izmenenie stepeni reaktivnosti v uslovijah peremennogo rezhima [Change in the degree of reaction under off-design mode], *Resp. mezhved. sb.: Jenergeticheskoe mashinostroenie* [Rep. interdisciplinary sb.: Energy mechanical engineering.], Vup. 8, pp. 101–107.
 15. Garkusha A. V. (1983), *Ajerodinamika protochnoj chasti parovyh turbin* [Aerodynamics of the flow path of steam turbines], 184 p.
 16. Kapinos V. M., Garkusha A. V. (1989), *Peremennyj rezhim raboty parovyh turbin*, 173 p.
 17. Boyko A. V., Garkusha A. V. (1999), *Aerodinamika protochnoj chasti parovykh i gazovykh turbin: raschyoty, issledovaniya, optimizatsiya, proyektirovaniye* [Aerodynamics of the Flow Path of Steam and Gas Turbines: Calculations, Research, Optimization, Design], Kharkiv National Pedagogical University, Kharkov, 360 p.
 18. Ponomarev V. N. (1979), *Issledovanie poslednih stupeney moshhnyh parovyh turbin v diapazone raboty ot normal'noj nagruzki do holostogo hoda* [Investigation of the high-power steam turbines last stages of in the operating mode from normal load to idle], D.Sc. Thesis, Har'kovskij politehnicheskij institut [NTU “KhPI”], Kharkiv, Ukraine.
 19. Bodrunov A. P. (1976), *Issledovanie raboty poslednih stupeney moshhnyh parovyh turbin v uslovijah blizkikh k naturnym* [Study operation of last stages powerful steam turbines under conditions close to natural ones], Ph.D. Thesis, Har'kovskij politehnicheskij institut [NTU “KhPI”], Kharkiv, Ukraine.
 20. Lapuzin A., Subotovich 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>.
 21. Lapuzin A. V. (1981), *Issledovanie vlijanija regenerativnogo otbora na rabotu turbinnogo oteka* [Study of the influence of regenerative flow extraction on the operation of the group of turbine stages], Ph.D. Thesis, Har'kovskij politehnicheskij institut [NTU “KhPI”], Kharkiv, Ukraine.

Надійшла (received) 18.03.2025

Відомості про авторів / 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 (Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; провідний науковий співробітник відділу термогазодинаміки енергетичних машин № 33 Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного, 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@khp.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

Юдін Олександр Юрійович (Yudin Alexander) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків, Україна; e-mail: alyudin78@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5098-7796>.