

**О. Л. ШУБЕНКО, С. В. АЛЬОХІНА, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА,
Д. О. СЕНЕЦЬКА**

ВИТРАТИ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВОД ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ ПРИ МАЛОВИТРАТНИХ РЕЖИМАХ

Розглянуто задачу по визначенню витрат потужності під час роботи турбінного ступеня в маловитратному режимі. Для її вирішення використаний теоретично-експериментальний підхід, побудований на одновимірній теорії руху нестисливого робочого середовища та результатів експериментального дослідження ряду моделей ступенів великої віяловості, в якому робочим середовищем служить повітря. При експлуатації теплофікаційних турбін циліндри низького тиску до 85 % часу працюють в області маловитратних режимів як із частково, так і повністю закритою поворотною діафрагмою регулюючої ступені. При зниженні об'ємної витрати пари в проточній частині циліндру низького тиску на маловитратних режимах розвивається привтулковий відрив потоку і формується вихор у міжвінцевому зазорі ступені. Режим, при якому потужність, що підводиться до робочого колеса, витрачається на підтримку цих течій, відповідає «чисто» вентиляційному режиму. На відміну від існуючих методик для визначення вентиляційних витрат потужності у ступенях великої віяловості в роботі пропонується залежність, яка базується на геометричній конфігурації ступенів циліндру низького тиску теплофікаційних турбін та умовах їх експлуатації. Враховуючи процеси, що відбуваються в ступені, та дані, отримані на експериментальному стенді, визначено формули для врахування складових витрат потужності – функції впливу кутів виходу потоку з направляючого апарата ступені; впливу віяловості l/D_{cp} ; впливу відносної ширини робочої лопатки B/D_{cp} та кута нахилу периферійного меридіонального обводу γ_m . Отримані залежності, що дозволяють визначити коефіцієнти витрат потужності для ступеня на вентиляційному режимі та режимі роботи до холостого ходу, дають змогу обчислити витрати потужності у всьому діапазоні зміни маловитратних режимів. На прикладі останнього ступеня турбіни Т-250/300-240 виконано зіставлення результатів розрахункових досліджень за запропонованою залежністю з результатами, що отримані в реальних умовах натурних експериментів, яке показало, що їх розходження не перевищує 5 %.

Ключові слова: парова турбіна, проточна частина, циліндр низького тиску, останній ступень, маловитратний режим, витрати потужності, вентиляційний режим, структура потоку.

**O. SHUBENKO, S. ALYOKHINA, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA,
D. SENETSKA**

POWER EXPENSES TO DRIVE A TURBINE STAGE UNDER LOW-FLOW MODES

The task of determining the power consumption during the operation of the turbine stage in the low-cost mode is considered. To solve it, a theoretical-experimental approach was used, based on the one-dimensional theory of the movement of a incompressible working medium and the results of an experimental study of a number of models of large fanning degrees, in which the working medium is air. When operating heating turbines, the low-pressure cylinders work in the area of low-cost modes up to 85 % of the time, both with a partially and completely closed rotary diaphragm of the regulating stage. When the volumetric flow rate of steam in the flow part of the low-pressure cylinder at low-flow modes is reduced, a sleeve separation of the flow develops and a vortex is formed in the inter-crown gap of the stage. The mode in which the power supplied to the impeller is spent on maintaining these currents corresponds to the "pure" ventilation mode. In contrast to the existing methods for determining the ventilation power losses in the stages of large fanning, the paper proposes a dependence based on the geometric configuration of the stages of the low-pressure cylinder of the heating turbines and their operating conditions. Taking into account the processes in the stage and the data obtained on the experimental stand, formulas were determined account the components of power losses - the function of the influence of the flow exit angles from the guide apparatus of the stage; influence of fanning l/D_{mid} ; influence of the relative width of the working blade B/D_{mid} and the angle of inclination of the peripheral meridional circuit γ_m . The obtained dependences, which allow determining the coefficients of power consumption for the stage in the ventilation mode and the operation mode before idling, make it possible to calculate power consumption in the entire range of changes in low-flow modes. On the example of the last stage of the T-250/300-240 turbine, a comparison of the results of calculation studies according to the proposed dependence with the results obtained in real conditions of full-scale experiments was performed, which showed that their difference does not exceed 5 %.

Keywords: steam turbine, flow path, low-pressure cylinder, last stage, low-flow mode, power consumption, ventilation mode, flow structure.

Вступ. Робота осевого ступеня у складі проточної частини ЦНТ парової турбіни в залежності від витрати пари через неї відбувається як у турбінному режимі, при якому енергія пари, що проходить через ступень, передається робочим лопаткам, так і в маловитратному, при якому енергія від стороннього джерела передається робочими лопатками потоку пари. У багатоступінчастій турбіні таким джерелом є ступені частини високого та середнього тиску. Межею, що розділяє ці режими, є холостий хід ступені.

При експлуатації теплофікаційних турбін циліндри низького тиску до 85 % часу працюють в області маловитратних режимів як із частково, так і повністю закритою поворотною діафрагмою регулюючої ступені. Зменшення об'ємної витрати пари при постійній частоті обертання ротора

супроводжується появою в паровому потоці окружної складової швидкості, яка за наявності за робочим колесом твердої зовнішньої поверхні призводить до появи радіального градієнту тиску по радіусу, а при раптовому розширенні у відносно великий вільний простір вихідного патрубку – до руху потоку після робочого колеса по кільцевим струменям [1].

При цьому в кореневій області потік, що обертається, відривається від втулки. Внутрішня межа поверхні обертового потоку за робочим колесом (РК) визначається як $\bar{G} = 0$, зовнішня – $\bar{G} = 1,0$ де $\bar{G} = G/G_0$, а G_0 – масова витрата на вході в напрямний апарат ступені. Крім привтулкового відриву у ступені і при зменшенні витрати в міжвінцевому зазорі формується вихор, що обертається у напрямку руху робочого колеса. Його

виникнення відбувається при положенні, коли тиск загальмованого потоку в периферійній ділянці міжвінцевого зазору врівноважується тиском у вхідній частині міжлопаткових каналів робочого колеса [2].

При подальшому зниженні витрати тиск у вхідній частині міжлопаткових каналів перевищує тиск загальмованого потоку в міжвінцевому зазорі і в периферійній області відбувається викид пари з каналів робочого колеса у міжвінцевий зазор, що і формує вихор. Розвиток вихору відбувається при зниженні витрати пари на вході в ступень аж до $G = 0$.

Цей режим відповідає «чисто» вентиляційному режиму, при якому потужність, що підводиться до робочого колеса, витрачається на підтримку структури двох вихрових систем – привтулкового відриву і вихору, що обертається в міжвінцевому зазорі. Таким чином, в останніх і передостанніх ступенях формуються складні вихрові структури [3], які взаємодіють з невеликою вентиляційною витратою пари, що проходить через нещільності між поворотним кільцем і діафрагмою регулюючої ступені, призначеною для зниження температури пари, що нагрівається тепловими втратами.

Зміна структури потоку в проточній частині викликає суттєве збільшення втрат енергії у вихрових структурах при маловитратних режимах роботи ступеня. Витрати потужності на роботу останніх ступенів ЦНТ турбіни при маловитратному режимі змінюються від значень $N_3 = 0$ при холостому ході до «чисто» вентиляційних, на які значно впливає тиск пари в конденсаторі і довжина робочої лопатки.

У роботах [4, 5] дано аналіз найбільш поширених залежностей для визначення вентиляційних втрат (витрат потужності на привід робочого колеса ступеня) у турбінних ступенях. Найбільш повний аналіз залежностей коефіцієнта витрат потужності зроблено В. М. Неуйміним, починаючи від формул А. Стодоли. Структура формул раннього періоду враховує вплив на рівень втрат як вентиляційних, створених вінцем робочих лопаток, так і втрат на тертя поверхонь диску о пару досить високої щільності. Вони орієнтовані переважно на лопатки малої довжини, які працюють у сфері високих тисків.

Залежності А. Стодоли, А. Щегляєва, General Electric, маючи структуру виду

$$N_B = C_B \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot L^{1,5},$$

розрізняються в основному коефіцієнтом C_B , який, згідно з поданням, може дорівнювати $0,0068$ із середньоквадратичним відхиленням $\pm 20\%$. Однак, наведена залежність не придатна для визначення вентиляційних втрат у ступенях великої віяловості сучасних турбін.

Пізніші залежності на основі функції тертя $d^4 \cdot L$ (формули Г. Флюгеля, С. Шубовича, Г. Зальфа та Ю. Качуріна, А. Межеріцького, П. Зуттера – Р. Траупеля, Н. Маркова – І. Терентьева) мають подібну структуру. Вони можуть бути використані для ступенів високого та середнього тиску, що мають довжину робочих лопаток $L < 4B$ в турбінах малої та середньої потужності. Середньоквадратичне

відхилення цих залежностей не перевищує $24,3\%$.

Також у літературі наводиться ряд залежностей вузькоспрямованого значення (залежності ВПС, Керра, Букінгама, Ю. Шальмана), що використовуються для ступенів високого тиску газових турбін, але менш придатних для ступенів великої віяловості, що працюють при маловитратних режимах в області пари низького тиску.

Істотно менша кількість досліджень проведена для визначення витрат потужності на привід робочого колеса ступенів великої віяловості частини низького тиску теплофікаційної турбіни, які першими переходять в маловитратні режими роботи при зниженні теплового навантаження турбіни [6–8]. В роботах Неуйміна В. М. опубліковано підхід до створення універсальної методики визначення вентиляційних втрат для ступенів широкого діапазону зміни віяловості з різною геометрією її елементів та параметрів пари.

При цьому введено ряд характеристик, не властивих конструюванню парових турбін: коефіцієнт статичного опору профілю робочої лопатки, що відповідає розподілу щільності пари в ступені, середній коефіцієнт газового перерізу порожнини обертання ступеня, конструктивна функція вентиляції, що характеризує взаємозалежність геометричних розмірів ступенів ЦНТ, що працює у вентиляційному режимі. Величини цих коефіцієнтів введені автором у вигляді графіків та діаграм для ступенів з робочими лопатками довжиною 360 та 550 мм турбіни Т-100/120-12,8. Використання цієї методики в умовах експлуатації ЦНТ теплофікаційної турбіни у широкому діапазоні зміни витрати пари суттєво ускладнюється через необхідність мати графіки функціональних коефіцієнтів для конкретних ступенів турбін.

Мета роботи. Для визначення витрат потужності на роботу ступенів великої віяловості, які працюють у ЦНТ турбін при маловитратних режимах (вентиляційних втрат), в умовах експлуатації необхідна залежність простої форми з характеристиками, вимірюваними за умов експлуатації. Створення математичної моделі для розрахунку течій у проточній частині турбіни пов'язане зі складністю структури потоку в ступені, взаємодією вихрових структур з основним потоком, тривимірністю потоку в ступенях великої віяловості. Це потребує верифікації одержаних рішень на основі експериментальних даних.

Постановка задачі. На основі аналізу процесів, що відбуваються в ступені в широкому діапазоні зміни режимів, розглянуто традиційне для теорії турбомашин визначення впливу кутів виходу з направляючого апарату α_1 та робочого колеса β_2 у одновимірній постановці – функція $f_1(\alpha_1, \beta_2)$. При цьому потік у ступені з лопатками великої довжини вважається циліндричним, в якому характеристики віднесені до перерізу на середньому діаметрі ступеня. З урахуванням результатів експериментального дослідження ця залежність доповнюється функціями впливу віяловості $f_2(l/D_{cp})$, ширини робочої лопатки

$f_3(B/D_{cp})$ та кута нахилу периферійного меридіонального обводу в напрямному апараті $f_4(\gamma_M)$

$$N_3 = f_1(\alpha_1, \beta_2) + f_2(l/D_{cp}) + f_3(B/D_{cp}) + f_4(\gamma_M). \quad (1)$$

Задача визначення складових втрат потужності, підведеної до ступеня та перетвореної на механічні та теплові втрати, розглядається у стаціонарній постановці для кожного режиму, включаючи «чисто» вентиляційний при нульовій витраті робочого середовища через ступінь.

Методика визначення складових вентиляційних втрат. Потужність потоку, підведена до ступеня на холостому ході з урахуванням того, що степінь реактивності може бути представлена в термінах одновимірної течії, коли усі характеристики ступеня віднесені до середнього діаметра

$$N_{xx} = \frac{1}{2} G_{xx} \cdot C_{1xx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \cdot \frac{F}{v_{xx}}, \quad (2)$$

де C_1 – швидкість виходу потоку із соплового апарату ступеня;

α_1 – кут виходу потоку з соплового апарату ступеня;

$F = \pi D_{cp} l$ – торцева площа проточної частини ступеня;

D_{cp} – середній діаметр робочого колеса;

l – довжина робочої лопатки;

v_{xx} – питомий обсяг робочого середовища у ступені як перед, так і за робочим колесом.

Позначивши при деякому i -му режимі витрату G_i , маємо для ступеня турбіни при маловитратних режимах $G_i < G_{xx}$. Зменшення витрати призводить до того, що для i -го режиму, що встановився при зниженні енергії потоку відбудеться зниження окружної швидкості робочих лопаток до $u_i < u_{xx} = u_{ном}$.

Аналогічно (2) потужність потоку для i -го режиму має вигляд

$$N_i = \frac{1}{2} G_i \cdot C_{1i}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{zi}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \cdot \frac{F}{v_i}. \quad (3)$$

Очевидно, що для того, щоб при заданій витраті підвищити окружну швидкість u_i до значення $u_{xx} = u_{ном}$ до ротора ступеня необхідно підвести енергію від зовнішнього джерела, потужність якої повинна скласти $N_{bi} = N_{xx} - N_i$. Після використання рівнянь (2) та (3) при $F = \text{const}$ і $v = \text{const}$ вона може бути представлена як

$$N_{bi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{v} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \left(1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3} \right).$$

Після підстановки величини F згідно з поясненням до рівняння (2) маємо

$$N_{bi} = C_{bi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{v}, \quad (4)$$

де $C_{bi} = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2} \left(1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3} \right)$ – коефіцієнт витрат потужності (трактований іноді як вентиляційні втрати), що визначається за витратною складовою швидкості C_2 .

Зміна члена $(1 - C_{zi}^3/C_{zxx}^3)$ дає оцінку впливу

швидкості зменшення витрати в діапазоні зміни маловитратних режимів роботи ступеня.

Для безвитратного режиму («чисто» вентиляційний режим), при якому витрати потужності на роботу ступеня становитимуть

$$N_{0в} = C_{0в} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{v}, \quad (5)$$

де $C_{0в} = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2}$ – коефіцієнт вентиляційних втрат.

Відношення потужності, що підводиться до робочого колеса ступеня при маловитратному режимі, до потужності, що підводиться при безвитратному $G = 0$ («чисто» вентиляційному) режимі, дорівнює відношенню коефіцієнтів в рівняннях (4) і (5)

$$\bar{C} = 1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3}.$$

Помноживши та розділивши рівняння (5) на окружну швидкість робочих лопаток у кубі (u^3) отримаємо

$$N_{0в} = C_{0в} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot u^3 \cdot \rho'', \quad (6)$$

де $\rho'' = 1/v$ – щільність робочого середовища (пари) в робочому колесі;

$C_{0в}$ – коефіцієнт витрат потужності при «чисто» вентиляційному режимі.

Рівняння (6) за формою відповідає рівнянню Зутера-Граупеля [9], у якому коефіцієнт $C_{0в}$ для ступенів малої віяловості отримано експериментально для «чисто» вентиляційного режиму роботи ступеня. Для ступенів великої віяловості необхідно визначити складові коефіцієнта $C_{0в}$ у рівнянні (6) відповідно до рівняння (1) при $G = 0$.

Вплив кутів виходу потоку на втрати потужності ступеня. З трикутників швидкостей (рис. 1) випливає, що при холостому ході ступені, коли $C_{1z} \approx C_2$.

$$C_{1xx} \cdot \cos \alpha_1 + W_{2xx} \cos \beta_2 = u. \quad (7)$$

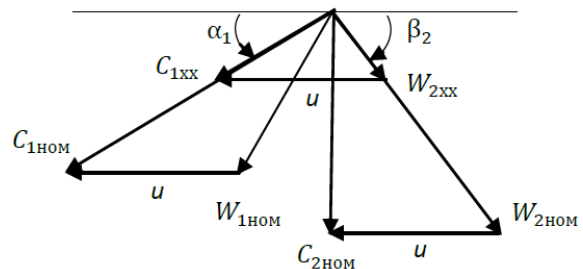


Рис. 1. Трикутники швидкостей на середньому діаметрі для турбінного ступеня

Після перетворення формули (7) маємо

$$\frac{C_{1z}}{u} = \frac{1}{\frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{\tan \beta_2}}.$$

Звідси випливає, що перша складова коефіцієнта $C_{0в}$, яка залежить від кутів виходу потоку в ступені, дорівнює

$$\Delta C_{0в}(\alpha_1, \beta_2) = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2 \left(\frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{\tan \beta_2} \right)^3}.$$

Втратами енергії в каналі при $\rho_{xx} = 0$ можна знехтувати.

Оцінка впливу розмірів робочої лопатки на вентиляційні втрати у ступенях великої віяловості. Характеристики досліджених експериментальних ступенів великої віяловості, що наведені в табл. 1, отримані на експериментальному стенді для ряду ступенів при постійному кореновому діаметрі [10] і можуть бути з невеликими похибками прийняті як типові для ЦНТ парових турбін. Виходячи з розмірів лопаток ступеня, отримано додаткові функції впливу на коефіцієнт вентиляційних втрат ступеня.

Таблиця 1 – Геометричні розміри експериментальних ступенів

Ступень	I	ІК	ІІ	ІІК	ІІІ	ІV
l/D_{cp}	0,388	0,388	0,348	0,348	0,309	0,219
α_{1efb} , градус	22	22	22	22	22	22
β_{2efb} , градус	22,9	22,9	24,5	24,5	26,0	28,5
γ_m , градус	0	30	0	50	0	0
B/D_{cp}	0,064	0,064	0,08	–	0,09	0,12

Вплив ширини лопатки на зміну коефіцієнта втрат у ступені, що отримані із залученням результатів дослідження натурального ступеня $B/D_{cp} = 0,0377$ при $l/D_{cp} \sim 0,39$, наведено на рис. 2, а та апроксимовано залежністю

$$\Delta C_{0в} (B/D_{cp}) = a_0 + 0,79 \cdot B/D_{cp}.$$

Постійна (рис. 2, б) є функцією відносної висоти лопатки і характеризує ще одну складову у рівнянні (1)

$$a_0 = \Delta C_{0в}(l/D_{cp}) = 0,54 \cdot l/D_{cp} - 0,1845.$$

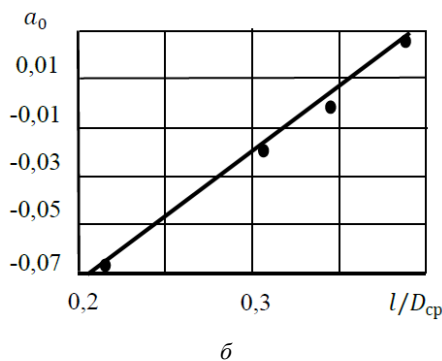
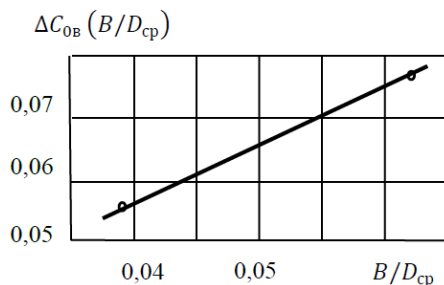


Рис. 2. Вплив геометричних розмірів робочих лопаток на коефіцієнт вентиляційних втрат потужності

Вплив кута нахилу периферійного меридіонального обводу визначено різницею між

експериментальними значеннями коефіцієнта вентиляційних втрат для двох ступенів великої віяловості (рис. 3) та апроксимовано залежністю $\Delta C_{0в}(\gamma_m) = -0,0395 \sqrt{\text{tg } \gamma_m}$.

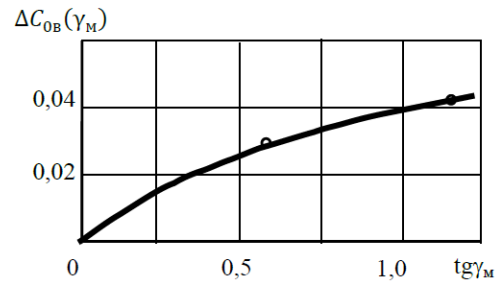


Рис. 3. Вплив кута нахилу периферійного меридіонального обводу на коефіцієнт вентиляційних втрат потужності

Наявність кінцевого меридіонального обводу напрямного апарату призводить до зниження коефіцієнта вентиляційних втрат при зменшенні масової витрати робочого середовища. Слід врахувати, що в турбінних ступенях зазвичай витрата $G = 0$ не досягається через необхідність відведення з ступеня теплових втрат. Тому величина «чисто» вентиляційних втрат $C_{0в}$ визначається екстраполяцією на значення $G = 0$.

Сумарний коефіцієнт вентиляційних втрат у формулі (6) має вигляд

$$C_{0в} = \left[(\sin \alpha_1)^2 \left(\frac{1}{\text{tg } \alpha_1} + \frac{1}{\text{tg } \beta_2} \right) \right]_{cp}^{-1} + 0,54 \cdot \frac{l}{D_{cp}} + 0,79 \cdot \left(\frac{B}{D_{cp}} \right) - 0,0395 \sqrt{\text{tg } \gamma_m} - 0,1845. \quad (8)$$

Оцінка похибки апроксимаційної формули стосовно результатів експериментального дослідження модельних ступенів (табл. 2) показала, що похибка розрахунку $C_{0в}$ за формулою (8), яка визначається як $\delta C_{0в} = \frac{C_{експ} - C_{0в}^{розрах}}{C_{експ}}$, не перевищила 2,71 %, що можна вважати прийнятною для визначення вентиляційних втрат.

Витрати потужності на роботу ступеня при маловитратному режимі роботи. При маловитратних режимах роботи ступені в діапазоні $0 < G < G_{xx}$ потужність, що підводиться, витрачається на підтримку структури потоку (газодинамічних характеристик), компримування робочого середовища і теплові втрати.

Аналіз режимів роботи ступенів наведено в [10]. Вплив режиму роботи досліджених ступенів на коефіцієнт втрат потужності показано на рис. 4 та у відносних координатах $\bar{C} = C_{в}/C_{0в} \sim \bar{G}v_2 = Gv_2/Gv_{2xx}$ має універсальний характер.

Маючи залежність коефіцієнта витрат потужності $C_{0в}$ для ступеня, можна обчислити його значення у всьому діапазоні зміни маловитратних режимів.

Проведене дослідження [11] за визначенням коефіцієнта $C_{0в}$ для ступенів великої віяловості в діапазоні від $\bar{G}v_{2xx}$ до $\bar{G}v_2 = 0,04$ з екстраполяцією на

Таблиця 2 – Результати зіставлення коефіцієнтів вентиляційних витрат потужності ступенів великої віяловості

Ступень	I	ІК	ІІ	ІІК	ІІІ	ІV
$C_{\text{експ}}$ [9]	0,138	0,108	0,133	0,0905	0,129	0,118
$\Delta C_{0\text{в}}(\alpha_1, \beta_2)$	0,0621	–	0,070	–	0,0769	0,0886
$\Delta C_{0\text{в}}(l/D_{\text{ср}})$	0,0249	–	0,002	–	–0,0196	–0,0656
$\Delta C_{0\text{в}}(B/D_{\text{ср}})$	0,0505	–	0,0632	–	0,0711	0,0948
$\Delta C_{0\text{в}}(\gamma_{\text{м}})$	–	–0,03	–	–0,043	–	–
$C_{0\text{в}}^{\text{розрах}}(8)$	0,1375	0,1079	0,1352	0,0936	0,1284	0,1178
$\delta C_{0\text{в}}, \%$	0,22	0,28	–2,71	–0,34	1,09	0,25

значення $\overline{Gv_2} \approx 0$ показало, що у відносних координатах $\overline{C} = C_{\text{в}}/C_{0\text{в}}$ і $\overline{Gv_2} = Gv_2/Gv_{2\text{хх}}$ ця залежність є кубічною і описується рівнянням

$$\overline{C} = 1,0 - 0,3\overline{Gv_2} + 0,6(\overline{Gv_2})^2 - 1,3(\overline{Gv_2})^3. \quad (9)$$

В такому разі коефіцієнт витрат потужності для всього діапазону маловитратних режимів може бути представлений як

$$C_{\text{в}} = C_{0\text{в}} \cdot \overline{C},$$

де $C_{0\text{в}}$ визначається згідно (8) і \overline{C} – згідно (9), а витрати потужності на привід ступеня в області маловитратних режимів для ступенів великої віяловості визначаються за рівнянням (6).

Враховуючи складний характер руху робочого середовища, різний рівень втрат енергії у вихрових структурах і, як наслідок, різний рівень температур пари в ступені, для визначення щільності пари доцільно прийняти її величиною за тиском на виході з робочого колеса (при маловитратних режимах цей тиск практично дорівнює тиску в конденсаторі) та температурі пари на виході з робочого колеса в периферійній області. Ця температура вимірюється штатними приладами, встановленими на виході потоку пари з робочого колеса при відключеній системі охолодження вихідного патрубка.

Для визначення щільності пари з достатнім ступенем точності може бути використане рівняння стану у формі

$$\rho'' = \frac{P_{\text{к}}}{R_{\text{п}} - (273+t)},$$

де $R_{\text{п}}$ – газова постійна для насиченої та перегрітої пари. При низьких тисках в конденсаторі ($2,5 < P_{\text{к}} < 35$ кПа) та температурному діапазоні $t = 25\text{--}300$ °С вона може бути представлена середньою величиною $R_{\text{п}} = 461,4$ Дж/(кг·К) (опосередкування виконано за табличними даними для водяної пари [12]).

Результати досліджень. Апробація залежності (6) з оцінкою її працездатності виконана шляхом зіставлення отриманих результатів з результатами натурних випробувань ЦНД турбіни Т-250/300-240, отриманих В. А. Хаїмовим на турбіні, що експлуатується в умовах ТЕЦ-23 Мосенерго. Вихідними даними для розрахунку за формулою (6) були такі характеристики: $D_{\text{ср}} = 2,39$ м; $l = 0,94$ м; $B = 0,09$ м; $u_{\text{ср}} = 375,4$ м/с; $\alpha_1 = 17,4^\circ$; $\beta_2 = 25,6^\circ$; $\gamma_{\text{м}} = 47^\circ$.

Згідно (8) при $G = 0$ коефіцієнт $C_{0\text{в}} = 0,0943$.

Коефіцієнт $\overline{C} = 1,0$ при $\overline{Gv_2} = 0$, згідно дослідженню.

Тоді витрати потужності

$$N_3 = 0,0943 \cdot \frac{\pi \cdot 2,39^2 \cdot 0,94}{2} \cdot 375,4^3 \cdot \rho'' = 17605 \cdot \rho''.$$

При $\rho'' = 0,05$ кг/м³ для одного ступеня витрати потужності дорівнюють $N_3 = 880$ кВт, для 31-го та 40-го ступенів сумарні витрати становлять $N_3 = 1760$ кВт.

Відповідно до експериментальних вимірювань, які виконані на УТЗ, витрати потужності на роботу двох останніх ступенів ЦНТ(31-го та 40-го) складають 1620 кВт, за даними ЦКТИ – 1680 кВт.

Це на 4,5 % відрізняється від результатів, які отримані за залежністю (6), що є достатнім для оцінки витрат потужності при прийнятих умовах зіставлення розрахункових та експериментальних результатів з врахуванням складності фізичних процесів у ступені при маловитратних режимах.

Висновки. На основі одномірної теорії роботи ступенів та результатів експериментальних досліджень моделей та натурних ступенів великої віяловості отримано залежність для визначення витрат потужності на всьому діапазоні зміни маловитратних режимів.

Зіставлення результатів визначення витрат потужності, що отримано в результаті досліджень останніх ступенів турбіни Т-250/300-240 та розрахованих по методиці, яка пропонується, показало, що їх розходження не перевищує 5 %.

Список літератури

1. Chu D., He Q., Li L. Research on unsteady aerodynamic performance of last stage for low pressure cylinder of steam turbine. *Journal of Vibroengineering*. 2018. Vol. 20, issue 4. P. 1867–1877. doi: 10.21595/jve.2017.17882
2. Tanuma T., Ogawa M., Okuda H., Hashimoto G., Shibukawa N., Okuna K., Tsukuda T. Unsteady flow effects on steam turbine last stage blades at very low load operating conditions. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines (11–15 June 2018, Oslo). Oslo: ASME, 2018. P. no. GT-2018-76498. 12 p. doi: 10.1115/GT2018-76498
3. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020. Vol. 66, no. 1. P. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
4. Mambro A., Congiu A., Galloni E., Canale L. Experimental study and modelling of the ventilation power and maximum temperature of low-pressure steam turbine last stages at low load. *Applied Energy*. 2019. Vol. 241. P. 59–72.
5. Быстрицкий Л. Н., Голошапов В. Н., Касилов В. И., Козлов А. Ю., Шубенко А. Л. Анализ расчетных зависимостей для определения вентиляционных потерь в

- турбинных ступенях. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2006. № 1/2 (19). С. 19–25.
- Arakelyana E. K., Pikinaa G. A., Andryushina A. V., Mezina S. V., Andryushina K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020. No. 70. P. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
 - Tatarinova N., Suvorov D. Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 643. Krakow: IOP, 2019. 6 p. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
 - Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022. No. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
 - Suter P., Traupel W. Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern. *Mitteilungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen*. 1959. No. 4. P. 15–28.
 - Быстрицкий Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12. Харьков, 1975. 203 с.
 - Слабченко О. Н., Голощчапов В. Н. О характеристиках ступени осевой турбины. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Енергетичні та металургічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 12. С. 75–82. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.14
 - Properties of Water and Steam (Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance)*. Bombay: Indian Institute of Technology, 2016. 103 p.

References (transliterated)

- Chu D., He Q., Li L. Research on unsteady aerodynamic performance of last stage for low pressure cylinder of steam turbine. *Journal of Vibroengineering*. 2018, vol. 20, issue 4, pp. 1867–1877. doi: 10.21595/jve.2017.17882
- Tanuma T., Ogawa M., Okuda H., Hashimoto G., Shibukawa N., Okuna K., Tsukuda T. Unsteady flow effects on steam turbine last stage blades at very low load operating conditions. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines (11–15 June 2018, Oslo). Oslo, ASME Publ., 2018. p. no. GT-2018-76498, 12 p. doi: 10.1115/GT2018-76498
- Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020, vol. 66, no. 1, pp. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
- Mambro A., Congiu A., Galloni E., Canale L. Experimental study and modelling of the ventilation power and maximum temperature of low-pressure steam turbine last stages at low load. *Applied Energy*. 2019, vol. 241, pp. 59–72.
- Bystritskiy L. N., Goloshchapov V. N., Kasilov V. I., Kozlov A. Yu., Shubenko A. L. Analiz raschetnykh zavisimostey dlya opredeleniya ventilatsionnykh poter' v turbinnykh stupenyakh [Analysis of calculated dependences for determining ventilation losses in turbine stages]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2006, no. 1/2 (19), pp. 19–25.
- Arakelyana E. K., Pikinaa G. A., Andryushina A. V., Mezina S. V., Andryushina K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020, no. 70, pp. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
- Tatarinova N., Suvorov D. Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 643. Krakow, IOP Publ., 2019. 6 p. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
- Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022, no. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
- Suter P., Traupel W. Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern. *Mitteilungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen*. 1959, no. 4, pp. 15–28.
- Bystritskiy L. N. *Issledovanie turbinnykh stupeney s malym otosheniyem D_{cp}/l v diapazone rezhimov raboty ot nominal'nogo do kholostogo khoda: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Investigation of turbine stages with low D_{cp}/l ratio in the range of operating modes from nominal to idle. Candidate eng. sci. diss (Ph. D.)]. Kharkov, 1975. 203 p.
- Slabchenko O. N., Goloshchapov V. N. O kharakteristikakh stupeni osevoy turbiny [On the characteristics of the axial turbine stage] *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 12, pp. 75–82. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.14
- Properties of Water and Steam (Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance)*. Bombay, Indian Institute of Technology Publ., 2016. 103 p.

Надійшла (received) 28.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Альохіна Світлана Вікторівна (Alyokhina Svitlana) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкцій турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2967-0150>; e-mail: svitlana.alyokhina@gmail.com

Голощчапов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetyana) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

Сенецька Дар'я Олегівна (Senetska Daria) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2527-4529>; e-mail: dasha.seneckaya@gmail.com