

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА

АПРОКСИМУЮЧІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДИ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ТЕПЛОБІМННИХ ПРИСТРОЇВ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК (ЧАСТИНА II – ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДЯНОЇ ПАРИ)

Виконані дослідження є частиною II комплексної роботи зі створення методологічного підходу визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінного устаткування для оперативного керування режимами експлуатації парових турбін великої потужності, коли застосування таблиць термодинамічних властивостей робочих середовищ у «ручному» режимі не є вдалим. Теперішня частина II роботи, на відміну від частини I, де розглянуто визначення ентальпії води, присвячена визначенню ентальпії водяної пари. Запропоновано методологічний підхід отримання апроксимуючих рівнянь для визначення ентальпії за значеннями параметрів пари, що змінюються, аналогічний тому, як це було зроблено для води в частині I. З метою забезпечення необхідної точності апроксимації зона досліджуваних характеристик розділена по тиску на дві області – область вакууму ($1 \text{ kPa} \leq P \leq 100 \text{ kPa}$) та область надлишкового тиску ($0,1 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$), яка у свою чергу поділена на 3 регіони ($0,1 \text{ MPa} \leq P \leq 1 \text{ MPa}$, $1 \text{ MPa} \leq P \leq 3 \text{ MPa}$, $3 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$). Оскільки вплив температури в зоні досліджуваних параметрів більш суттєвий, ніж тиск, виникла потреба ввести по температурі істотно більшу кількість інтервалів: 4 – в області вакууму та 15 – в області надлишкового тиску. В результаті запропоновано систему апроксимуючих рівнянь, що відзначається достатньою точністю визначення ентальпії у всьому досліджуваному діапазоні зміни параметрів перегрітої пари – тиску та температури. Для демонстрації отриманих результатів у роботі виконано приклад застосування методології, що запропоновано, до розрахунку конкретного теплообмінного пристрою. Наведено визначення витрати перегрітої пари в умовах теплової схеми теплофікаційної турбіни Т-250/300-240, що експлуатується на ТЕЦ, стосовно підігрівача високого тиску ПВТ-8 для одного з режимів експлуатації. В результаті отримано, що розбіжність величини витрати гріючої пари, визначеної за табличними значеннями, від витрати, визначеної за отриманими апроксимуючими залежностями, становить 2,2 %, що цілком допустимо для практичних потреб при експлуатації паротурбінних установок.

Ключові слова: водяна пара, турбоустановка, теплообмінні пристрої, ентальпія, параметри, таблиці термодинамічних властивостей пари.

O. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA

APPROXIMATE RELATIONSHIPS FOR DETERMINING THE ENTHALPIES OF WATER AND STEAM IN THE CALCULATIONS OF HEAT EXCHANGER DEVICES OF STEAM TURBINE INSTALLATIONS (PART II – DETERMINATION OF THE ENTHALPY OF WATER STEAM)

The conducted studies are the II part of a complex work on creating a methodological approach for determining the enthalpy of water and water vapor in the calculations of heat exchange equipment for operational control of the operating modes of large power steam turbines, when the use of tables of thermodynamic properties of working media in the "manual" mode is not successful. The current part II of the work, in contrast to part I, where the determination of the enthalpy of water is considered, is devoted to the determination of the enthalpy of water vapor. A methodological approach of obtaining approximating equations for determining enthalpy from the values of changing steam parameters is proposed, similar to what was done for water in part I. In order to ensure the necessary approximation accuracy, the zone of the studied characteristics is divided by pressure into two regions - the vacuum region ($1 \text{ kPa} \leq P \leq 100 \text{ kPa}$) and the overpressure region ($0.1 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$), which in turn is divided into 3 regions ($0.1 \text{ MPa} \leq P \leq 1 \text{ MPa}$, $1 \text{ MPa} \leq P \leq 3 \text{ MPa}$, $3 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$). Since the effect of temperature in the area of the studied parameters is more significant than pressure, there was a need to introduce a significantly larger number of intervals in terms of temperature: 4 – in the vacuum area and 15 – in the overpressure area. As a result, a system of approximating equations is proposed, which is characterized by sufficient accuracy in determining the enthalpy in the entire studied range of changes in the superheated steam parameters – pressure and temperature. To demonstrate the obtained results, an example of the application of the proposed methodology to the calculation of a specific heat exchange device is made in the work. The determination of the superheated steam consumption in the conditions of the thermal scheme of the T-250/300-240 heating turbine operated at the CHP, in relation to the PVT-8 high-pressure heater for one of the operating modes, is given. As a result, it was found that the discrepancy between the value of the consumption of heating steam, determined according to the table values, and the consumption determined according to the obtained approximating dependencies, is 2.2 %, which is quite acceptable for practical needs in the operation of steam turbine plants.

Keywords: steam, turbo installation, heat exchange devices, enthalpy, parameters, tables of thermodynamic properties of steam.

Вступ. До складу теплової схеми турбоустановки входить значна кількість теплообмінних пристроїв (ТОП) рекуперативного типу, що працюють при фазовому переході гріючого середовища (пари) з перенесенням теплоти до однофазного середовища (води), що охолоджує (нагрівається) [1; 2]. При визначенні теплового балансу таких пристроїв слід мати характеристики термодинамічних властивостей робочих середовищ, які необхідні для оперативного визначення режимів роботи ТОП в умовах експлуатації турбоустановок на ТЕС, ТЕЦ і АЕС [3–6].

Для вирішення термодинамічних завдань найчастіше застосовуються таблиці термодинамічних

властивостей води та водяної пари [7], оперативне використання яких в умовах експлуатації буває ускладнено. Тому для практичних потреб необхідно запропонувати низку аналітичних функціональних залежностей, що дозволять апроксимувати табличні значення термодинамічних величин при зміні параметрів пари [8].

Як основна характеристика цих завдань розглядається зміна ентальпії води і насиченої та перегрітої пари, що у процесі $P = \text{const}$ відповідає питомій кількості підведеної (відведеної) теплоти. Для води це зроблено авторами у частині I цієї статті [8].

Мета роботи. Грунтуючись на підході,

викладеному в першій частині статті, отримати апроксимуючі рівняння для ентальпії h'' перегрітої пари, використовуючи, як базові значення, ентальпію з таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари, наведених у [7].

Основний зміст. Аналіз режимних характеристик роботи ТОП паротурбінних установок (підігрівачів високого та низького тисків, деаераторів, підігрівачів мережевої води, конденсаторів, випарної установки та ін.), що експлуатуються на ТЕС, ТЕЦ та АЕС [9–11], дозволив визначити області зміни ентальпії в межах використовуваних параметрів пари з урахуванням фазових переходів [8].

Табличні значення ентальпії перегрітої пари h'' доцільно розглядати окремо у двох областях:

- в області вакууму при зміні тиску пари від 1 кПа до 100 кПа;

- в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа).

Як характерні властивості зміни ентальпії h'' можна відзначити наступне. Основний вплив на темп зміни h'' надає температура, а її вплив при постійних тисках близький до лінійного і може бути представлений степеневою функцією виду

$$h''_0 = h''_{00} + K_t(P = \text{const}) \cdot (t - t_0)^m, \quad (1)$$

в якій h''_{00} є табличною величиною, пропорційною t_0 , на початку температурного інтервалу ($t - t_0$).

При постійній температурі $t = \text{const}$ можна виділити діапазони впливу тиску на величину ентальпії h'' . При цьому темп впливу тиску істотно нижче впливу температури у розглядаємому температурному інтервалі.

Функцію впливу тиску на зміну ентальпії при $t = \text{const}$ можна навести як

$$h''_1 = K_p(t = \text{const}) \cdot (P - P_0)^n, \quad (2)$$

де n – показник степеня, що залежить від температури; $K_p(t = \text{const}) = K_p(t)$ – коефіцієнт впливу тиску на зміну ентальпії h'' при $t = \text{const}$.

У цьому випадку величина ентальпії у кожній області визначиться як

$$h'' = h''_0 + h''_1 \quad (3)$$

або

$$h'' = h''_{00} + K_t \cdot (t - t_0)^m + K_p(t) \cdot (P - P_0)^n. \quad (4)$$

Для опису зміни ентальпії необхідно отримати апроксимуючі значення K_t і K_p при початкових (базових) значеннях P_0 , функції $K_t(P)$ і $K_p(t)$ а також показники степенів m і n роздільно для області вакууму і надлишкового тиску.

Зміна ентальпії в області вакууму. Зміна ентальпії перегрітої пари в області вакууму за темпом впливу тиску розглянуто у двох температурних діапазонах: від 7 °С до 100 °С та від 100 °С до 450 °С.

На рис. 1 наведено зміну ентальпії h'' в діапазоні тиску пари від 1 кПа до 100 кПа. Область перегрітої пари розташована вище лінії h''_s – рівноважного стану.

Слід зазначити, що в температурному діапазоні від 7 °С до 100 °С ентальпія лінійно зменшується при

підвищенні тиску. При температурі вище 100 °С лінійність її зміни зберігається, але темп впливу тиску при підвищенні температури та умови $t = \text{const}$ знижується.

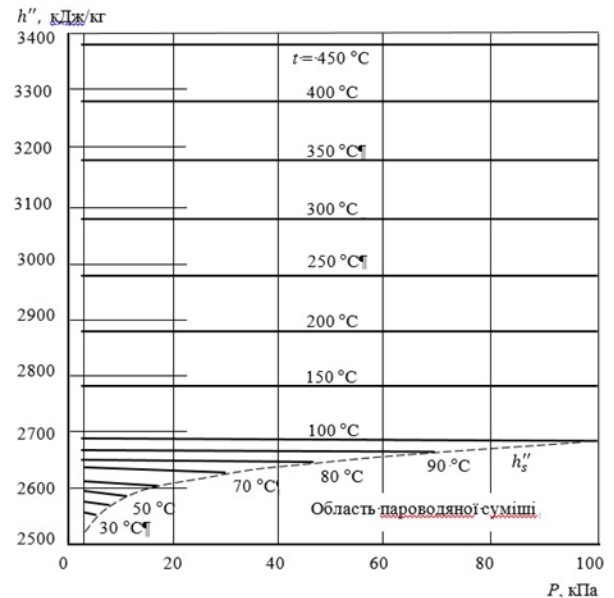


Рис. 1. Зміна ентальпії перегрітої пари в області вакууму ($P < 0,1$ МПа)

Як базове значення тиску для цієї області прийнята величина $P_0 = 1$ кПа. За зміною температури можна виділити чотири температурні інтервали: від 7 °С до 50 °С, від 50 °С до 100 °С, від 100 °С до 300 °С і від 300 °С до 450 °С, де значення h''_{00} обирається при $P_0 = 1$ кПа на початку кожного інтервалу.

Вплив температури на коефіцієнти $K_p(t)$ у цих інтервалах неоднаковий (рис. 2). При $t < 100$ °С виділяються дві лінійні ділянки зміни $K_p(t)$ (рис. 2, а) у двох температурних інтервалах (7–50 °С та 50–100 °С). При $t > 100$ °С (рис. 2, б) лінійна ділянка спостерігається лише в інтервалі від 300 °С до 450 °С.

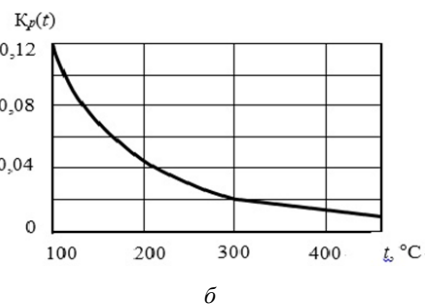
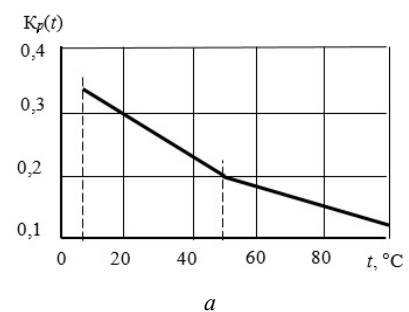


Рис. 2. Залежність коефіцієнта впливу тиску від температури

Визначення коефіцієнта $K_r(P)$ у формулі (4) для кожного температурного діапазону виконується за аналогічною методикою.

У кінцевому вигляді зміна ентальпії перегрітої пари h'' в області вакууму дозволило подати (4) у вигляді залежностей $h'' \sim (P, t)$ для певних температурних інтервалів (табл. 1).

Зміна ентальпії перегрітої пари в області надлишкових тисків. Аналіз зміни ентальпій h'' перегрітої пари в області надлишкових тисків ($P > 0,1$ МПа) виконано для діапазону тисків від 0,1 МПа до 6 МПа та зміни температури від 100 °С до 450 °С. Результати аналізу величини ентальпії h'' у розглядаємих діапазонах прийнятих параметрів (рис. 3) дозволили розділити досліджувану область на регіони, у кожному з яких прийнято, що темп зміни h'' при підвищенні тиску P зберігається. При цьому у всій області перегрітої пари істотна зміна темпу впливу тиску на h'' відбувається при тиску 0,1 МПа, 1,0 МПа та 3,0 МПа, а температури перегріву – при 100 °С, 150 °С, 180 °С, 220 °С, 234 °С, 260 °С та 270 °С для регіонів, які контактують з граничною лінією розділу фаз, а температури 300 °С, 330 °С, 380 °С, 385 °С, 400 °С є граничними для регіонів перегрітої пари.

Ентальпія перегрітої пари в регіонах, що примикають до лінії фазового переходу, знизу обмежена параметрами P_s і t_s . При необхідності визначення їхнього взаємозв'язку можна скористатися рівнянням Антуана з поправками, обчисленими авторами [8; 12].

Прийняте поділення області перегрітої пари дозволило використовувати однаковий підхід (розглянутий вище для перегрітої пари в області вакууму) для побудови апроксимуючих залежностей у кожному регіоні з урахуванням темпу впливу тиску та результатів аналізу зміни h'' за температурними інтервалами.

До кожного регіону було визначено початкове значення h''_{00} , показник степеня n при функції тиску $(P - P_0)$, а також коефіцієнти $K_r(P)$ і $K_r(t)$, які є у рівнянні (4). Їхні функціональні зв'язки представлені у формі рівнянь (апроксимуючих залежностей) у табл. 2.

Визначення величини ентальпії h'' з використанням даних табл. 1 і табл. 2 проводиться наступним чином. За заданими значеннями тиску P і температури t визначається регіон і температурний інтервал. Для них обчислюється показник степеня n , а

потім він підставляється у вибрану залежність.

Приклад використання апроксимуючих рівнянь для перегрітої пари. Задано: тиск $P = 1,75$ МПа, температура $t = 280$ °С. Цим параметрам відповідає 10-й регіон. Визначається показник степеня $n = 1,0825$. Значення ентальпії h'' відповідно до рівняння для даного регіону та температурного інтервалу дорівнює

$$h'' = 2964,8 + 2,3284(280 - 260)^{0,98} - [36,9948 - 0,2426 \times (280 - 260)] \cdot (1,75 - 1)^{1,0825} = 2985,155 \text{ кДж/кг.}$$

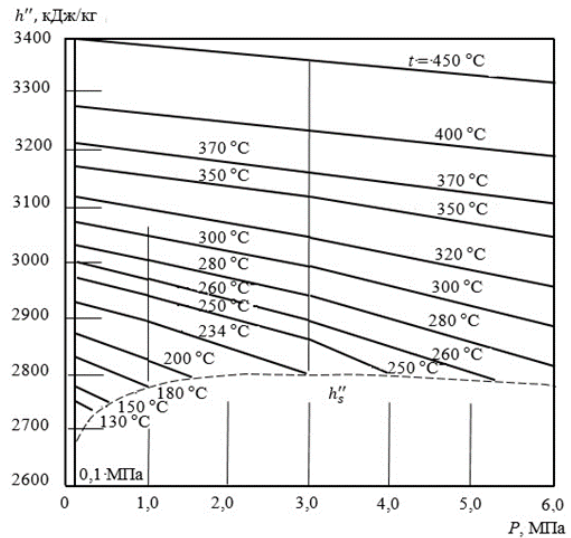


Рис. 3. Ентальпія в області перегрітої пари при надлишковому тиску

Табличне значення $h'' = 2984,9$ кДж/кг. Відхилення розрахованого h'' від табличного значення становило 0,255 кДж/кг або 0,010 %.

Практичне застосування одержаних рівнянь. Для оцінки ефективності використання отриманих рівнянь апроксимації табличних значень ентальпії проведено визначення витрати грючої пари в умовах теплової схеми теплофікаційної турбіни Т-250/300-240, що експлуатується на ТЕЦ [13; 14].

Визначимо витрату грючої пари, що подається в підігрівач високого тиску ПВТ-8, з якого живильна вода надходить в котел. Розглянемо конденсаційний режим, у якому електрична потужність генератора становить $N_e = 157,042$ МВт, витрата живильної води, що пропускається через ПВТ, $G_{жв} = 542,21$ т/год.

Теплова схема ПВТ-8 наведена на рис. 4. На неї вказані місця розташування вимірвальних приладів.

Таблиця 1 – Ентальпія перегрітої пари в області вакууму ($1 \text{ кПа} \leq P \leq 100 \text{ кПа}$) при температурі $7 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$

$7 \text{ °С} \leq t \leq 50 \text{ °С}$
$h'' = 2513,8 + 1,8698(t - 7)^{1,003} - [0,3400 - 3,2558 \cdot 10^{-3}(t - 7)] \cdot (P - 1)$
$50 \text{ °С} \leq t \leq 100 \text{ °С}$
$h'' = 2594,2 + 1,8820(t - 50) - [0,2000 - 1,6161 \cdot 10^{-3}(t - 50)] \cdot (P - 1)$
$100 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$
$h'' = 2688,3 + 1,7458(t - 100) - [0,1192 - 1,2534 \cdot 10^{-2}(t - 100)^{0,385}] \cdot (P - 1)$
$300 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$
$h'' = 3076,5 + 1,8783(t - 300)^{1,017} - [0,02222 - 6,7333 \cdot 10^{-5}(t - 300)] \cdot (P - 1)$

Таблиця 2 – Ентальпія перегрітої пари в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа) при температурі від 100 °С до 450 °С

Номер регіону	Апроксимуючі залежності
1	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 385 \text{ °С}$ $h'' = 3074,1 + 1,9457(t - 300)^{1,01} - [25,1142 - 0,9793(t - 300)] \cdot (P - 0,1)^{1,04}$
2	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 385 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3247,0 + 2,0201(t - 385)^{1,007} - [16,7906 - 0,06409(t - 385)] \cdot (P - 0,1)^{1,03}$
3	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 100 \text{ °С} \leq t \leq 150 \text{ °С}$ $h'' = 2676,5 + 2,0778(t - 100)^{0,99} - [128,500 - 0,8385(t - 100)] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,0 + 1,5000 \cdot 10^{-3}(t - 100)$
4	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 150 \text{ °С} \leq t \leq 180 \text{ °С}$ $h'' = 2776,4 + 2,0451(t - 150)^{0,99} - [86,5767 - 6,581(t - 150)^{0,445}] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,078 + 1,5000 \cdot 10^{-3}(t - 150)$
5	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 180 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2831,7 + 1,9212(t - 180)^{1,007} - [65,7145 - 3,1434(t - 180)^{0,533}] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,12 - 8,3333 \cdot 10^{-4}(t - 180)$
6	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 400 \text{ °С}$ $h'' = 3051,3 + 2,0793(t - 300)^{1,005} - [27,1978 - 0,4344(t - 300)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,070 + 3,0 \cdot 10^{-4}(t - 300)$
7	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 400 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3264,0 + 2,1340(t - 400) - [15,7776 - 0,05680(t - 400)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,040 + 3,0 \cdot 10^{-4}(t - 400)$
8	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 180 \text{ °С} \leq t \leq 220 \text{ °С}$ $h'' = 2777,3 + 2,8643(t - 180)^{0,955} - [80,50 - 0,6501(t - 180)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,0 + 2,2874 \cdot 10^{-4}(t - 180)^{1,80}$
9	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 220 \text{ °С} \leq t \leq 260 \text{ °С}$ $h'' = 2874,9 + 2,5291(t - 220)^{0,968} - [54,4960 - 0,4731(t - 220)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,175 - 1,8750 \cdot 10^{-3}(t - 220)$
10	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 260 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2964,8 + 2,3284(t - 260)^{0,98} - [36,9948 - 0,2426(t - 260)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,10 - 8,750 \cdot 10^{-4}(t - 260)$
11	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 330 \text{ °С}$ $h'' = 2994,2 + 2,6403(t - 300)^{0,98} - [31,904 - 0,2111(t - 300)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,12 - 1,500 \cdot 10^{-3}(t - 300)$
12	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 330 \text{ °С} \leq t \leq 380 \text{ °С}$ $h'' = 3068,2 + 2,4941(t - 330)^{0,99} - [25,5705 - 0,1358(t - 330)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,075 - 5,600 \cdot 10^{-4}(t - 300)$
13	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 380 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3183,8 + 2,3640(t - 380)^{0,99} - [18,7815 - 0,07571(t - 380)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,038 - 5,430 \cdot 10^{-3}(t - 380)$
14	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 234 \text{ °С} \leq t \leq 270 \text{ °С}$ $h'' = 2801,9 + 4,1551(t - 234)^{0,92} - [68,50 - 0,7509(t - 234)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,0 + 1,2106 \cdot 10^{-4}(t - 234)$
15	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 270 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2914,2 + 2,9824(t - 270)^{0,967} - [41,4650 - 0,3080(t - 270)^{1,01}] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,223 - 0,01850(t - 270)$

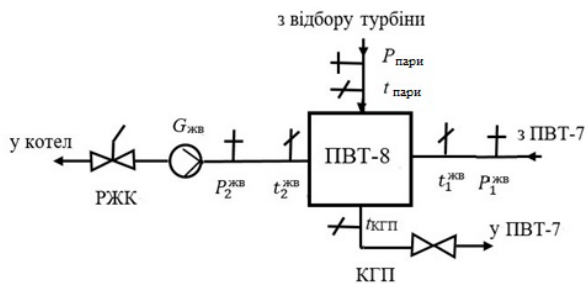


Рис. 4. Теплова схема ПВТ-8:

РЖК – регулятор живлення котла; КГП – конденсат грійної пари; $G_{жв}$ – витратомір живильної води; $P_1^{жв}$, $P_2^{жв}$ – тиск живильної води на вході та виході ПВТ-8; $P_{пар}$ – тиск грійної пари з першого відбору турбіни, МПа; $t_{пар}$ – температура грійної пари з відбору турбіни, °С; $t_{кгп}$ – температура конденсату грійної пари, °С

Для режиму, що розглядається, виміряні характеристики становлять:

$$\begin{aligned}
 & - P_{пар} = 3,052 \text{ МПа}, & P_{кгп} &= 3,05 \text{ МПа}, \\
 & t_{пар} = 313,57 \text{ °С}, & t_{кгп} &= 219,13 \text{ °С}; \\
 & - P_1^{жв} = 25,863 \text{ МПа}, & P_2^{жв} &= 25,508 \text{ МПа}, \\
 & t_1^{жв} = 212,95 \text{ °С}, & t_2^{жв} &= 230,50 \text{ °С}.
 \end{aligned}$$

Рівняння теплового балансу для ПВТ-8 може бути представлене як

$$G_{пар} \cdot (h'' - h_{кгп}) = G_{жв} \cdot (h_2^{жв} - h_1^{жв}). \quad (5)$$

За виміряними параметрами визначаються значення ентальпії робочих середовищ.

Ентальпія грійної пари визначається за параметрами $P_{пар}$, $t_{пар}$, що відповідає в табл. 2 регіону 11. Показник степеня n цього регіону дорівнює 1,10, тоді $h''_{пар} = 3027,085$ кДж/кг (табличне

значення цих параметрів 3027,97 кДж/кг).

Ентальпія конденсату грійоючої пари розраховується за залежністю (21), яку наведено в першій частині статті [8], і складе $h_{\text{кстп}} = 939,09$ кДж/кг (табличне значення $h_{\text{кстп}} = 939,92$ кДж/кг).

Ентальпія живильної води на вході в ПВТ-8 ([8], формула (21), температурний інтервал $180\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t \leq 240\text{ }^{\circ}\text{C}$) $h_1^{\text{жв}} = 919,67$ кДж/кг (табличне значення $h_1^{\text{жв}} = 918,50$ кДж/кг).

Ентальпія живильної води на виході з ПВТ-8 ([8], формула (21), температурний інтервал $180\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t \leq 240\text{ }^{\circ}\text{C}$) $h_2^{\text{жв}} = 999,016$ кДж/кг (табличне значення $h_2^{\text{жв}} = 999,67$ кДж/кг).

Витрата грійоючої пари в ПВТ-8 згідно (5) складає $G_{\text{пари}} = 20,607$ т/год.

Витрата грійоючої пари, визначена за табличними значеннями ентальпії, $G_{\text{пари}}^{\text{допр}} = 21,075$ т/год, і відрізняється від $G_{\text{пари}}$ на величину $\Delta G_{\text{пари}} = 0,4711$ т/год або 2,2 %.

Така розбіжність витрат грійоючої пари, визначених за табличними значеннями ентальпії і за отриманими формулами, достатня для їх практичного застосування.

Висновки. 1. На основі аналізу зміни ентальпії перегрітої пари в області параметрів, що відповідають роботі теплообмінних пристроїв турбін ТЕС, ТЕЦ та АЕС, запропоновано методологічний підхід отримання апроксимуючих рівнянь для визначення величини ентальпії за значеннями змінюваних параметрів пари – тиску та температури.

2. Для забезпечення необхідної точності апроксимації зона досліджуваних характеристик розділена на область, що відповідає ентальпії при вакуумі ($1\text{ кПа} \leq P \leq 100\text{ кПа}$) і область перегрітої пари при надлишковому тиску ($0,1\text{ МПа} \leq P \leq 6,0\text{ МПа}$).

3. Визначення ентальпії в області вакууму проводиться в температурних інтервалах, що визначаються початковими значеннями температур $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4. Зміна ентальпії перегрітої пари в області надлишкового тиску при різному темпі впливу параметрів викликало необхідність розділити область дослідження на регіони за інтервалами, що забезпечило єдиний підхід до визначення ентальпії у всьому досліджуваному діапазоні їхньої зміни.

5. Запропоновані апроксимуючі рівняння для визначення ентальпії забезпечують досить хороший збіг обчислених по них значень ентальпії з табличними, що дає допустимі відхилення для практичних потреб під час експлуатації паротурбінних установок при визначенні витрати грійоючої пари в теплообмінному обладнанні.

Список літератури

1. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parná turbína. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 630 s.
2. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П. *Створення парових турбін*

нового покоління потужністю 325 МВт. Харків: Фоліо. 2009. 256 с.

3. Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013. No. 53. P. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
4. Русанов А., Лампарт П., Пашченко Н. Моделирование 3D течий в проточній частині парової турбіни з використанням системи рівнянь термодинамічних властивостей води та водяної пари IAPWS-95. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. 2012. № 7 (94). С. 107–113.
5. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006. Vol. 51, no. 2. P. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
6. Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. URL: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (дата звернення: 06.11.2024).
7. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. URL: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (дата звернення: 06.11.2024).
8. Шубенко О. Л., Голощапов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Апроксимуючі залежності для визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінних пристроїв паротурбінних установок (частина I – визначення ентальпії води). *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 6–12. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.01
9. Haldkar V., Sharma A. K., Ranjan R. K., Bajpai V. K. An Energy Analysis of Condenser. *International Journal of Thermal Technologies*. 2013. Vol. 3, no. 4. P. 120–125.
10. Jaskólski M., Reński A., Minkiewicz T. Thermodynamic and economic analysis of nuclear power unit operating in partial cogeneration mode to produce electricity and district heat. *Energy*. 2017. Vol. 141. P. 2470–2483. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.144
11. Jinxu L., Hu Z., Lingkai Z., Yangpeng Z., Haizhen L. Evaluation of operation regulation ability of a power plant unit in heating season. *E3S Web of Conferences GESD*. 2022. Vol. 358. P. 02005. doi: 10.1051/e3sconf/202235802005
12. Шубенко О. Л., Голощапов В. М., Котульська О. В. Визначення параметрів води та водяної пари на граничній лінії фазового переходу. *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії. Тези доповідей міжнародної конференції (11–12 березня 2024 р., Харків)*. Харків: ФОП Бровін О. В., 2024. С. 188–191.
13. Trukhniy A. D., Lomakin B. V. *Cogeneration steam turbines and turbine plants*. 2012. 540 p.
14. *Інструкція по експлуатації теплофікаційної установки Харківської ТЕЦ-5*. Харків: Харківська ТЕЦ-5, 2006. 31 с.

References (transliterated)

1. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parná turbína. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy* [Steam turbines. Thermal process theory and turbine design: a handbook for advanced technical schools]. Praha, Státní nakladatelství technické literatury Publ., 1983. 630 s.
2. Subotin V. H., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P. *Stvorenyya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnisty 325 MVt* [Creation of steam turbines of a new generation with a capacity of 325 MW]. Kharkiv, Folio Publ., 2009. 256 p.
3. Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013, no. 53, pp. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
4. Rusanov A., Lampart P., Pashchenko N. Modelyuvannya 3D techiy v protochniy chastyini parovoyi turbiny z vykorystannam systemy rivnyan' termodynamichnykh vlastyostey vody ta vodyanoyi pary IAPWS-95 [3D simulation of flows in the flow part of a steam turbine using the system of equations of thermodynamic properties of water and water vapor IAPWS-95]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika ta tekhnolohiya*. 2012, no. 7 (94), pp. 107–113.

5. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006, vol. 51, no. 2, pp. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
6. Hinkelmann K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. Available at: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (accessed 06.11.2024).
7. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. Available at: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (accessed 10.06.2024).
8. Shubenko O. L., Goloshchapov V. M., Kotulska O. V., Paramonova T. M. Aproxymuyuchi zalezhnosti dlya vyznachennya ental'piy vody ta vodyanoyi pary pry rozrakhunkakh teploobminnykh prystroyiv paroturbinnnykh ustanovok (chastyna I – vyznachennya ental'piyi vody) [Approximate dependencies for determining the enthalpies of water and water vapor in the calculations of heat exchange devices of steam turbine installations (part I – determination of water enthalpy)]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 6–12. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.01
9. Haldkar V., Sharma A. K., Ranjan R. K., Bajpai V. K. An Energy Analysis of Condenser. *International Journal of Thermal Technologies*. 2013, vol. 3, no. 4, pp. 120–125.
10. Jaskólski M., Reński A., Minkiewicz T. Thermodynamic and economic analysis of nuclear power unit operating in partial cogeneration mode to produce electricity and district heat. *Energy*. 2017, vol. 141, pp. 2470–2483. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.144
11. Jinxu L., Hu Z., Lingkai Z., Yangpeng Z., Haizhen L. Evaluation of operation regulation ability of a power plant unit in heating season. *E3S Web of Conferences GESD*. 2022, vol. 358, p. 02005. doi: 10.1051/e3sconf/202235802005
12. Shubenko O. L., Holoshchapov V. M., Kotul's'ka O. V. Vyznachennya parametriv vody ta vodyanoyi pary na hranychniy liniyi fazovoho perekhodu [Determination of parameters of water and water vapor at the boundary line of the phase transition]. *Enerhetychni ustanovky ta al'ternatyvni dzherela enerhiyi. Tezy dopovidey mizhnarodnoyi konferentsiyi (11–12 bereznya 2024 r., Kharkiv)* [Energy installations and alternative energy sources. Collection of theses and reports of the international conference (11–12 March 2024, Kharkiv)]. Kharkiv, FOP Brovin O. V. Publ., 2024, pp. 188–191.
13. Trukhniy A. D., Lomakin B. V. *Cogeneration steam turbines and turbine plants*. 2012. 540 p.
14. *Instruktsiya po ekspluatatsiyi teplofikatsiyoi ustanovky Kharkiv's'koyi TETs-5* [Instructions for operation of the heating installation of Kharkiv CHP-5]. Kharkiv, Kharkivska CHP-5 Publ., 2006. 31 p.

Надійшла (received) 11.11.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощанов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga) – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetyana) – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua