Паливо та енергетика

УДК 532.529:532.517.4

DOI: 10.33070/etars.4.2020.01

Рохман Б.Б., докт.техн.наук, **Дунаєвська Н.І.,** докт.техн.наук, **Вифатнюк В.Г.**
Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, Київ
вул. Андріївська, 19, 04070 Київ, e-mail: Brolene@yahoo.com

Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пилувугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари 28 МПа/600 °С/600 °С для енергоблока 300 МВт. Частина 1. Математичний опис робочого процесу, результати розрахунків та компоновка котла

Збільшення ефективності енергоблоків ТЕС досягається підвищенням тиску та температури пари, завдяки чому зростає їх ККД, зменшуються витрати на паливо, знижуються викиди CO_2 , NO_x , SO_x . На основі аналізу, проведеного для котлів, розрахованих на надкритичні параметри пари, робиться висновок про те, що зростання тиску та температури безпосередньо пов'язано з напруженнями, що виникають у металі пароперегрівача, а отже з необхідністю використання високотемпературних сплавів. Виходячи з цього, парогенератори можна умовно розділити на три групи: надкритичних параметрів (НКП), супернадкритичних (СНКП) та ультранадкритичних (УНКП). ККД енергоблоків СНКП на 3–4 % вище, ніж ККД блоків НКП, та ККД енергоблоків УНКП на 6–8 % вище, ніж ККД блоків НКП. Для виготовлення котлів УНКП потрібні сталі на основі нікелевих сплавів, які перебувають в основному на стадії розробки та випробувань, а для виробництва СНКП парогенераторів сталі виготовляються у промисловому масштабі, тому у теперешній час оптимальним варіантом є будівництво енергоблоків на СНКП. У першій частині роботи описано методику розрахунку, алгоритм та програму, за допомогою якої проводилися конструкторсько-перевірочні теплові розрахунки СНКП 28 МПа/600 °С/600 °С для енергоблоку 300 МВт на номінальному навантаженні. Розроблено дві конструкції вихрових пальників (равликово-лопаткову та лопатково-лопаткову) тепловою потужністю 34,471 МДж/с та продуктивністю (по вугіллю) 5902 кг/год. Розроблено оригінальні технічні рішення, що дають можливість підвищити надійність роботи вихідної ступені гострої пари та зменшити поверхню першого ступеня проміжного пароперегрівача. *Бібл. 5, рис. 4, табл. 1.*

Ключові слова: парогенератор, котел, топка, вугілля, спалювання, тиск, температура, методика.

Критичний аналіз існуючої проблеми

Парогенератори, розраховані на надкритичні параметри пари, можна умовно розділити на три типи залежно від використання для їх виго-

товлення високотемпературних матеріалів:

а) котли на надкритичних параметрах пари (НКП) використовують стандартні феритні й звичайні аустенітні нержавіючі сталі та працюють при температурі ≤ 570 °С й тиску гострої

пари ~ 250 бар [1]; б) котли, розраховані на супернадкритичні параметри пари (СНКП) використовують феритні сталі з підвищеною стійкістю до повзучості (CSEF) й сучасні аустенітні нержавіючі сталі та працюють у діапазонах температур та тисків первинної пари 590–620 °С та 250–300 бар [2]; в) вдосконалені котли з ультранадкритичними параметрами пари (AUSC або УНКП) будуть використовувати нікелеві сплави й працювати у діапазонах температур та тисків первинної пари 700–760 °С та ~ 345 бар [2].

Існує розрив у діапазонах температур гострої пари, охоплених СНКП й УСКП, від 620 до 700 °С. Верхня межа температури сталей CSEF може бути збільшена приблизно до 650 °С з подальшим поліпшенням властивостей матеріалу, але розрив у 50 °С все ще збережеться. На сьогодні розроблені феритні сталі з підвищеною стійкістю до повзучості [1–4]. Матеріали цієї категорії мають 91 клас (9Cr-Mo-V-Nb) та 92 клас (9Cr-2W-V-Nb) та можуть використовуватися для виготовлення труб змійовиків пароперегрівачів. У зазначених сталях вміст хрому вище, ніж у низьколегованих феритних сталей. Тому у них вище стійкість до окислення з боку пари та корозії з боку димових газів, ніж у сталі 2¼ Cr-Mo, а їх стійкість до повзучості майже у 2 рази вище, ніж у низьколегованих феритних сталей. Клас сталей 91 застосовується при температурах пари до 600 °С, клас 92 — 620 °С. Російські аналоги цих сталей — відповідно 10X9MФБ (Ді-82) та 10X9B2MФБР.

Сучасні поліпшені аустенітні нержавіючі сталі мають необхідну міцність для цього проміжного діапазону температур, але їх використання унеможлиблюється через певні фізичні властивості: а) низька теплопровідність та високе теплове розширення може спричиняти розтріскування товстостінних труб; б) залізо-лужні сульфатні комплекси, присутні у коксозольних відкладеннях, при температурі середовища нижче 600 °С не атакують агресивно труби поверхонь нагріву котла. У міру підвищення температури пари до 700 °С вони розплавляються, швидкість корозії збільшується. Вище температури 700 °С розплавлені сульфати поступово випаровуються та стають нестабільними, тому швидкість корозії зменшується. Отже, котельні труби з аустенітної нержавіючої сталі в інтервалі температур 600–700 °С працюватимуть в об-

ласті найвищої корозії. Корозостійкість аустенітних нержавіючих сталей може бути поліпшена в інтервалі температур 600–700 °С, якщо сталі будуть виготовлятися із сплавів на основі нікелю. Для температур вище 700 °С труби також мають бути виготовлені зі сплавів на основі нікелю, але ці сплави ще перебувають у стадії розробки, хоча деякі з них виготовляються у промисловому масштабі. Загартовані сплави Inconel 617 та Haynes 230 застосовні при температурах пари до 700 °С. У діапазоні температур пари 700–760 °С використовуються посилені сплави на основі нікелю: Inconel 740 та Haynes 282 [1–4].

Головними перевагами переходу до НКП й подальшого збільшення тиску та температури гострої пари є зменшення витрат на паливо та скорочення викидів забруднюючих речовин. Збільшення ККД на 1 % знижує викиди CO₂, NO_x, SO_x та твердих частинок приблизно на 2 %. Слід зазначити, що ККД енергоблоків НКП з параметрами 24,7 МПа/565 °С/593 °С становить 40–41 % (відповідна питома витрата палива дорівнює 310–300 г п.т./ (кВт·год)), що на 2–3 % вище, ніж ККД установок із докритичними параметрами пари — 38 % (325 г п.т./ (кВт·год) та 16,7 МПа/537 °С/537 °С). У свою чергу, ККД енергоблоків СНКП (28 МПа/593 °С/593 °С) становить 43–46 % (або 285–270 г п.т./ (кВт·год)), що на 3–4 % вище, ніж ККД блоків НКП. При цьому передові енергоблоки на ультранадкритичних параметрах досягають ККД 47–49 % (260–250 г п.т./ (кВт·год)).

У теперішній час у світі успішно працює більш 200 енергоблоків СНКП потужністю 380–1050 МВт, побудованих у США, Німеччині, Данії, Японії, Італії, Південній Кореї, Китаї. За рахунок переходу на параметри пари 27–30,5 МПа та 580–620 °С вдалося підвищити ефективність таких установок до 47–49 %. У Данії це стало можливим завдяки глибокому вакууму в конденсаторі, який досягається за рахунок подачі холодної морської води, та наявності другого проміжного перегріву.

У США на ТЕС Turk почав роботу СНКП енергоблок John W потужністю 600 МВт з параметрами пари 25,1 МПа/602 °С/610 °С (2012 р.), у Китаї на ТЕС Haifeng працюють 2 блоки по 1000 МВт з параметрами пари 27 МПа/600 °С/610 °С (2014 р.), у Німеччині

з 2014 р. працює енергоблок Datteln 4 потужністю 1100 МВт з параметрами пари 30,4 МПа/600 °С/620 °С.

З викладеного критичного аналізу котлів НКП, СНКП та УНКП, беручи до уваги, що сталі на основі нікелевих сплавів перебувають в основному на стадії розробки та випробувань, можна зробити висновок про те, що у теперішній час оптимальним варіантом є будівництво енергоблоків з парогенераторами СНКП. Звідси впливає мета цієї роботи.

Мета роботи — розробити конструкцію парогенератора СНКП на стадії ескізного проекту для енергоблоку 300 МВт з параметрами пари 28 МПа/600 °С/600 °С, призначеного для спалювання українського довгополуменового кам'яного вугілля марки ДГ-100 у режимі твердого шлаковидалення.

Основні принципи побудови методики розрахунку парогенератора

Розрахунок камери згоряння. Методика розрахунку теплообміну в топці [5] базується на застосуванні теорії подоби до топкового процесу. Розрахункова формула пов'язує безрозмірну температуру газів на виході з топки θ_T'' з критерієм радіаційного теплообміну Больцмана, ступенем чорноти топки та параметром M , що враховує характер розподілу температури по висоті топки та залежить від відносного розташування максимуму температури факела. Початковою для розрахунку теплообміну є формула

$$\theta_T'' = T_T''/T_a = Bo^{0,6}/(M a_T^{0,6} + Bo^{0,6}), \quad (1)$$

де критерій радіаційного теплообміну Больцмана визначається з виразу

$$Bo = \phi B_p V_{cp}/(4,9 \cdot 10^{-8} \psi_{cp} F_{ct} T_a^3), \quad (2)$$

ступінь чорноти топки за залежністю

$$a_T = a_\phi/[a_\phi + (1 - a_\phi) \psi_{cp}], \quad (3)$$

ступень чорноти факелу як

$$a_\phi = 1 - \exp(-k_r r_n p s). \quad (4)$$

Підставляючи (2) в (1), отримаємо вираз для розрахунку температури газів на виході з топки (перевірочний розрахунок):

$$\theta_T'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{4,9 \cdot 10^{-8} \psi_{cp} a_T F_{ct} T_a^3}{\phi B_p V_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273. \quad (5)$$

Якщо відома температура газів на виході з топки (конструкторський розрахунок), можна знайти поверхню стін топки за формулою

$$F_{ct} = \frac{B_p Q_L}{4,9 \cdot 10^{-8} a_T \psi_{cp} M T_T^3} \sqrt{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T''} - 1 \right)^2} \quad (6)$$

Ширина топки по фронту розташування вихрових пальників визначається за формулою

$$b_T = 2 S_{ct} + (z_T/2z_{yp} - 1) S_r, \quad (7)$$

глибина топки відповідно до виразу

$$a_T = S_r (4/n_T + \phi_a z_{yp}) s, \quad (8)$$

де T_a , T_T'' — температури адиабатична та на виході з топки, К; ϕ_a , s — експериментальні коефіцієнти; B_p — розрахункова витрата палива, кг/год; V_{cp} — середня теплоємність газів, ккал/(кг·°С); ψ_{cp} — середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів; F_{ct} — поверхня стін, м²; k_r — коефіцієнт ослаблення променів трьохатомними газами, 1/(м·кгс·см²); r_n — сумарна об'ємна доля трьохатомних газів; p — тиск, атм; s — ефективна товщина випромінюючого шару, м; Q_L — кількість теплоти, що сприйнята топкою, ккал/кг; S_{ct} — відстань від крайніх пальників до сусідніх стін, м; z_{yp} — кількість ярусів пальників; S_r — відстань між осями пальників по горизонталі, м; n_T — параметр крутки на виході з пальників; z_T — кількість основних пальників в парогенераторі; ϕ — коефіцієнт збереження тепла.

При конструкторському розрахунку при заданій температурі газів на виході з топки визначається поверхня стін котла (див. (6)), за допомогою виразів (7) та (8) — ширина, глибина та площа перерізу топки, що у підсумку дає можливість визначити висоту топки.

Для отримання детальної інформації про розподіл температур димових газів та питомих теплових потоків по висоті топки проводиться позонний тепловий розрахунок. При цьому топка умовно розбивається на N зон у залежності від її висоти. Зона розташування пальників, що характеризується максимальним тепловиділенням, розраховується як одне ціле.

Розрахунок кожної зони виконується у такій послідовності. Спочатку за кресленням визначаються активний об'єм зони та поверхня стін розрахункової зони. Попередньо задається температура газів на виході із зони. Далі визначаються ентальпія відхідних газів, теплоємність продуктів згоряння, коефіцієнти ослаблення газового потоку трьохатомними газами, частинками золи та коксу, оптична товщина газодисперсного потоку, коефіцієнт теплової ефективності екранів, ступені чорноти факела та зони (див. (3), (4)), температура газів на виході із зони. Якщо отримане значення температури газу відрізняється від раніше прийнятого більш ніж на 5 °С, необхідно задати нове значення температури та повторити розрахунок до досягнення необхідної точності.

В основі розрахунку температури газів на виході із зони є рівняння енергії, яке для стало-го стану визначає зв'язок між виділенням тепла та теплообміном в окремих зонах топкової камери [5]. Стосовно до об'ємів обмеженого розміру рівняння записується в алгебраїчній формі, зручній для розрахунків. Температура газів у кожній із зон розраховується, виходячи з тепловиділення у зоні, зміни ентальпії продуктів згоряння та тепловідведення із зони. Температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень обчислюється з використанням рівняння енергії

$$\vartheta'' = \frac{\frac{100}{100-q_4} \beta_{cr} Q_H^p + Q_B}{V c''} - \frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_T T'^4}{B_p V c''} \psi F. \quad (9)$$

Температура газів на виході із зон, котрі розташовано вище зони максимальних тепловиділень, розраховується так:

$$\vartheta'' = \frac{\Delta \beta_{cr} Q_H^p}{V c''} + \frac{c'}{c''} \vartheta' - \left[1 + \left(\frac{T'}{T''} \right)^4 \right] \frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_T T'^4 [F_{c,cr} (\psi'' - \psi') + \psi_{cr} F_{cr}]}{2 B_p V c''}, \quad (10)$$

де $\Delta \beta_{cr}$ — частка вигорання палива в зоні; c' , c'' — значення теплоємності на вході й виході із зони, ккал/(кг·°С); ϑ' — температура газів на вході в зону, °С; $F_{c,cr}$ — середня площа топкової камери, м².

Якщо при позонному розрахунку температура відхідних газів (остання зона по ходу газів) буде відрізнятися від температури газів на ви-

ході з топки, визначеної з розрахунку топкової камери у цілому (див. (5)), більш ніж на 30 °С, то слід задати інший розподіл тепловиділень по ходу факела та обчислення повторити.

Розрахунок радіаційно-конвективних поверхонь нагріву (ширми) [5]. При розрахунку поверхонь нагріву ширмових пароперегрівачів задають конструктивні характеристики (діаметр та кількість труб, поверхня нагріву, поперечний та поздовжній кроки та ін.) та попередньо оцінюють кінцеву температуру газового середовища. Далі послідовно визначають середню температуру газів у ширмах, коефіцієнти ослаблення газового потоку трьохатомними газами та золотими частинками, оптичну товщину газодисперсного потоку, ступінь чорноти ширм $a_{ш}$ (див. (4)), радіаційне тепло, що було сприйняте площинами вихідного та вхідного перерізів ширм:

$$Q_{л.вих} = Q_{л.вх} (1 - a_{ш}) \varphi_{ш} / \beta + 4,9 \cdot 10^{-8} a_{ш} H_{л.вих} T_{cp}^4 \xi_{п} / B_p, \quad (11)$$

$$Q_{л.вх} = q_{л.ш} H_{л.вх} / B_p, \quad (12)$$

теплосприйняття ширм та додаткових поверхонь $Q_{6,ш}$, розташованих у районі ширм, та приріст ентальпії пари у ширмах $\Delta i_{ш}$:

$$Q_{6,ш} = \varphi (I' - I'' + \Delta \alpha I_{прс}^0), \quad \Delta i_{ш} = (Q_{л.ш} + Q_{6,ш}) B_p / D_{ш}, \quad (13)$$

температуру пари на виході з ширм, середню температуру пари у ширмах, питомий об'єм та швидкості пари $w_{пар}$ й газу w_g у ширмах, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби ширм:

$$\alpha_{к.пар} = 0,023 \frac{\lambda_{пар}}{d_0} \left(\frac{w_{пар} d_0}{v_{пар}} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l, \quad \alpha_{к.g} = 0,2 C_z C_s \lambda_g / d_e (w_g d_e / v_g)^{0,65} Pr^{0,33}, \quad (14)$$

температуру зовнішньої поверхні забруднень стінки труб змійовиків T_3 , коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб ширм:

$$\alpha_l = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a_{ш} T_{ш.ср}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{ш.ср}} \right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{ш.ср}}}, \quad (15)$$

сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб ширм та коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари:

$$\alpha_1 = \zeta (\alpha_{k,g} \pi d_e / (2 s_2 \chi) + \alpha_l),$$

$$k_{\text{ш}} = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{л,ш}}}{Q_{\text{б,ш}}}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{\text{к,пар}}}\right) \alpha_1}, \quad (16)$$

температурний напір у ширмах, їх теплосприйняття за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{т,ш}} = k_{\text{ш}} \Delta t_{\text{ш}} H_{\text{ш}} / V_{\text{р}}, \quad (17)$$

де β — коефіцієнт, що враховує теплообмін між топкою та ширмами; $\xi_{\text{п}}$ — поправочний коефіцієнт, що залежить від роду палива; $H_{\text{л,вих}}$ — радіаційна поверхня пучка, що знаходиться за ширмами, м^2 ; $H_{\text{л,вх}}$ — радіаційна поверхня вхідного перерізу ширм топки, м^2 ; $\Delta\alpha$ — присмокт повітря; $I_{\text{прс}}^0$ — ентальпія повітря, що присмоктується, ккал/кг ; $D_{\text{ш}}$ — витрата пари в ширмах, кг/год ; $\lambda_{\text{пар}}$, $\lambda_{\text{г}}$ — коефіцієнти теплопровідності пари й газу, $\text{ккал/(м·год·}^\circ\text{С)}$; $\nu_{\text{пар}}$, $\nu_{\text{г}}$ — коефіцієнти в'язкості пари й газу, $\text{м}^2/\text{с}$; d_0 , d_e — внутрішній та зовнішній діаметри труби, м ; Pr — критерій Прандтля; C_t — поправка, що залежить від температур газу та стінки; C_d — поправка вводиться тільки при течії у кільцевих каналах та односторонньому обігріві; C_l — поправка на відносну довжину, вводиться у разі прямого входу потоку в трубу без закручування; C_z — поправка на кількість труб по ходу газу; C_s — поправка на геометричну компоновку пучка; a_z — ступінь чорноти забруднень стінок; $T_{\text{ш,ср}}$ — середня температура газу в ширмах, К ; ε — коефіцієнт забруднення, $(\text{м}^2\text{·год}^\circ\text{С})/\text{ккал}$; $\Delta t_{\text{ш}}$ — температурний напір у ширмах, $^\circ\text{С}$; $H_{\text{ш}}$ — поверхня ширм, м^2 ; s_2 — поздовжній крок ширм, м ; χ — кутовий коефіцієнт ширм; ζ — коефіцієнт використання; $\phi_{\text{ш}}$ — кутовий коефіцієнт з вхідного перерізу на вихідний переріз ширм; $Q_{\text{л,ш}}$ — тепло, що було отримано випромінюванням з топки ширмами та додатковими поверхнями, що розташовано в районі ширм, ккал/кг ; $q_{\text{л,ш}}$ — теплове навантаження ширм у вихідному вікні топки, $\text{ккал/(м}^2\text{·год)}$.

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (17) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (13) не більше ніж на 2 %, розрахунок поверхні не уточнюється. У випадку більшої розбіжності приймається нове значення кінцевої температури та повторюють розрахунок.

Розрахунок конвективних поверхонь нагріву (ступені пароперегрівачів первин-

ної та вторинної пари, економайзера) [5]. Порядок розрахунку конвективних поверхонь нагріву подібний до розрахунку ширмових пароперегрівачів. Для забезпечення надійної роботи перегрівачів з температурою пари вище 500°С з мінімальною теплогідравлічною розвіркою необхідно ділити їх на послідовно включені (по парі) частини з перемішуванням пари у проміжках між ними у змішувальних колекторах. Для поліпшення регульовальних характеристик перегрівачів з температурою пари вище 500°С необхідно застосовувати дві або три ступені регулювання перегріву з використанням впорскування як основного засобу регулювання. Для прямоочних котлів з температурою перегріву вище 500°С сумарна витрата на впорскування приймається у межах 5–8 % від номінальної продуктивності парогенератора. При розрахунку пароперегрівача по частинах теплосприйняття частини, що розраховуються, обчислюються по заданих або прийнятих температурах пари на її кінцях. Далі по прийнятих температурах пари визначається теплосприйняття ступені перегрівача (див. друге рівняння (13) при $Q_{\text{л,ш}} = 0$), ентальпія та температура газів на виході зі ступеню (див. перше рівняння (13)), температурний напір у змійовиках перегрівача, середній питомий об'єм пари, за попередньо заданими конструктивними характеристиками ступені обчислюється поверхня та переріз для проходу пари в змійовиках, середні швидкості газу й пари, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика (див. перше рівняння (14)), коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки труби: коридорне розташування (див. перше рівняння (14)), шахове розташування:

$$\alpha_{k,g} = C_z C_s \lambda_g / d_e (w_g d_e / \nu_g)^{0,6} \text{Pr}^{0,33}, \quad (18)$$

ефективна товщина випромінюючого шару, температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб перегрівача, коефіцієнт ослаблення пилогазового потоку трьохатомними газами й частинками золи, оптична товщина газодисперсного потоку, ступінь чорноти ступені (див. (4)), коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труби змійовика (див. (15)), сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труби змійовика, коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари: шахове та коридорне розташування для перегрівачів —

$$k_{\text{пер, шах}} = \alpha_1 / [1 + (\epsilon + 1/\alpha_{\text{к.пар}}) \alpha_1],$$

$$k_{\text{пер, корид}} = \psi \alpha_1 / (1 + \alpha_1/\alpha_{\text{к.пар}}), \quad (19)$$

економайзерів —

$$k_{\text{ек}} = \alpha_1 / (1 + \epsilon \alpha_1), \quad (20)$$

теплосприйняття змійовиків ступені перегрівача за рівнянням теплопередачі (див. (17)).

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (17) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (перше рівняння (13)) не більше ніж на 2 %, розрахунок поверхні не уточнюється. У випадку більшої розбіжності приймається нове значення поверхні нагріву перегрівача та повторюють розрахунок.

Розрахунок регенеративного обертального підігрівача повітря (РОП) [5]. При установці РОП з холодною (вхідною) частиною, що відрізняється за формою поверхні нагріву від основної гарячої частини, холодна частина розраховується окремо. Для розрахунку гарячої частини приймається проміжна (на вході) температура повітря, на базі якої обчислюється ентальпія повітря, що дає можливість визначити теплосприйняття гарячої частини РОП, виходячи з рівняння балансу:

$$Q_{\text{б.пп.г}} = (\beta_{\text{пп}}'' + \Delta\alpha_{\text{пп}}/2) (I^{0''} - I^{0'}). \quad (21)$$

Далі обчислюється ентальпія газів на виході з РОП:

$$I_{\text{г.пп.г}}'' = I_{\text{г.пп}}' - Q_{\text{б.пп.г}}/\phi + (\Delta\alpha_{\text{пп}}/2) I_{\text{ср.пов}}, \quad (22)$$

температура димових газів на виході, температурний напір, швидкості газу й повітря, коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря та від газу до стінки:

$$\alpha_{\text{к.пов}} = 0,037 \frac{\lambda_{\text{пов}}}{d_{\text{ек}}} \left(\frac{w_{\text{пов}} d_{\text{ек}}}{v_{\text{пов}}} \right)^{0,8} \text{Pr}_{\text{пов}}^{0,4} C_t C_1,$$

$$\alpha_{\text{к.г}} = 0,037 \lambda_{\text{г}}/d_{\text{ек}} (w_{\text{г}} d_{\text{ек}}/v_{\text{г}})^{0,8} \text{Pr}_{\text{г}}^{0,4} C_t C_1, \quad (23)$$

коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря, теплосприйняття за рівнянням теплопередачі (див. (17)) та мінімальна температура стінки:

$$k_{\text{пп}} = \zeta / (1/(\chi_1 \alpha_{\text{к.г}}) + 1/(\chi_2 \alpha_{\text{к.пов}})),$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{мін}} = (\chi_1 \alpha_{\text{к.г}} t_{\text{г.пп.г}}'' + \chi_2 \alpha_{\text{к.пов}} t^{0'}) / (\chi_1 \alpha_{\text{к.г}} + \chi_2 \alpha_{\text{к.пов}}), \quad (24)$$

де β'' — відношення кількості повітря за РОП до теоретично необхідної; $I^{0'}$, $I^{0''}$ — ентальпії гарячого повітря на вході й виході з РОП, ккал/кг; $\Delta\alpha_{\text{пп}}$ — присмокот повітря в РОП; χ_1 , χ_2 — частки перерізу для проходу газу й повітря в РОП; $t^{0'}$ — температура гарячого повітря на вході у РОП, °С. Індeksi нижні: пп — підігрівач повітря; пов — повітря; ср — середній; ек — еквівалентний; г — газ.

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (17) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (21) не більш ніж на 2 %, розрахунок поверхні гарячої частини РОП не уточнюється. За більшої розбіжності приймається нове значення поверхні гарячої частини РОП та повторюють розрахунок. Подібним чином розраховується холодна (вхідна) частина підігрівача повітря.

Числові результати розрахунків, конструкції пальників та котлоагрегату.

На основі наведеної методики (1)–(24) з використанням [5] розроблено алгоритм та програму розрахунку парогенераторів НКП, СНКП та УНКП, за допомогою якої зроблено конструкторсько-перевірочні розрахунки котла СНКП 28 МПа/600 °С/600 °С, що спалює довгополум'яне газове вугілля марки ДГ-100 (вуглець $S^r = 56,63$ %, сірка $S^r = 0,49$ %, водень $H^r = 3,02$ %, кисень $O^r = 5,62$ %, азот $N^r = 0,93$ %, волога $W^r = 11,9$ %, зола $A^r = 21,41$ %) з твердим шлаковидаленням для енергоблоку 300 МВт на навантаженнях 50–100 % від номінального. Результати розрахунків котла на номінальному навантаженні представлені у таблиці.

Результати конструкторсько-перевірочного розрахунку котла СНКП на номінальний загрузці

Table. The results of design and verification calculation of the SSC boiler at nominal load

Найменування величини	Одиниці виміру	Результати розрахунків
Теплота згоряння вугілля марки ДГ-100 (на робочу масу)	ккал/кг	5022
Температура живильної води на вході	°С	260
Температура відхідних газів	°С	130
Витрата живильної води на вході	кг/год	950000
Температура вторинної пари на виході з котла	°С	600
Тиск первинної пари на виході з котла	атм	280
Температура вторинної пари на вході до котла	°С	307

Тиск вторинної пари на виході з котла	атм	38
Витрата вторинної пари на вході до котла	кг/год	800000
Витрата живильної води на впорскування № 1 та № 2 (гостра пара)	т/год	30 – № 1 20 – № 2
ТОПКОВА КАМЕРА		
ККД котла	%	93,02
Тепло, сприйняте робочим середовищем у котлі	ккал/год	$6,6 \cdot 10^8$
Повна витрата вугілля	кг/год	141648
Витрата повітря на котел	кг/год	$1,136 \cdot 10^6$
Адіабатична температура в топці при надлишку повітря 1,15	°C	2045,8
Температура газів на виході з топки	°C	1182
Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь у топці	ккал/(м²·год)	136039
Теплове напруження топкового об'єму	ккал/(м³·год)	92411
Глибина топки	м	12,6
Ширину топки по фронту розташування пальників	м	17,269
Поверхня топки	м²	2665
Об'єм топки	м³	7589,9
ПОЗОННИЙ РОЗРАХУНОК ТОПКОВОЇ КАМЕРИ		
Зона № 1 (активна зона)		
Поверхня зони активного горіння	м²	605,2
Температура газів на виході із зони № 1	°C	1506
Максимальна температура газів	°C	1635
Середня температура забруднених екранів	°C	1234
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м²·год)	175514
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м² горизонтального перерізу топки	МВт/м²	3,795
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м² горизонтального перерізу одного ярусу пальників	МВт/м²	1,265
Температура робочого середовища на виході з НРЧ	°C	396
Зона № 2		
Поверхня стінок	м²	215
Температура газів на виході із зони № 2	°C	1456
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м²·год)	195167
Середня температура забруднених екранів	°C	1116
Зона № 3		
Сумарна поверхня стінок	м²	215
Температура газів на виході із зони № 3	°C	1410
Сумарне теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/год	$3,8 \cdot 10^7$
Середня температура забруднених екранів	°C	1079
Зона № 4		
Поверхня стінок	м²	179,3
Температура газів на виході із зони № 4	°C	1370
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м²·год)	153379
Середня температура забруднених екранів	°C	1034,6

Температура робочого середовища на виході із середньої радіаційної частини (СРЧ)	°C	422,8
Зона № 5		
Поверхня стінок	м²	179,8
Температура газів на виході із зони № 5	°C	1302
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м²·год)	133159
Середня температура забруднених екранів	°C	1000
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно із зони № 5	ккал/(м²·год)	129491
Зона № 6		
Поверхня стінок	м²	525,8
Температура газів на виході із зони № 6	°C	1121,5
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м²·год)	97752
Середня температура забруднених екранів	°C	910
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно із зони № 6	ккал/(м²·год)	94915
Температура робочого середовища на виході з верхньої радіаційної частини (ВРЧ)	°C	449,79
Тепло, отримане стеєю, в районі топки в зоні № 6	ккал/год	$1,3 \cdot 10^7$
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ПЕРША СТУПІНЬ ШПП)		
Кількість ширм	шт.	24
Сумарна поверхня ширм	м²	2364,04
Радіаційне тепло, отримане площиною вхідного перерізу ширм	ккал/кг	219,3
Радіаційне тепло, отримане площиною вихідного перерізу ширм	ккал/кг	50,25
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами та додатковими поверхнями нагріву	ккал/кг	169,05
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами	ккал/кг	155,72
Температура пари на виході з центральних ширм	°C	502,9
Температура пари на виході з крайніх ширм	°C	556,3
Середня швидкість пари в крайніх ширмах	м/с	21,54
Середня швидкість газу в ширмах	м/с	5,81
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ширм	ккал/(м²·год·°C)	36,3
Температура зовнішньої поверхні забруднених стінки труб у крайніх ширмах	°C	867,6
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки крайніх ширм	ккал/(м²·°C)	110,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах	ккал/(м²·год·°C)	52,75
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах	ккал/(м²·год·°C)	52,5
Теплосприйняття центральних ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	269,05
Теплосприйняття крайніх ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	246,4

Температура пари на виході з ВРЧ, розташованої в районі ширм	°C	453
Сумарне теплосприйняття усіх поверхонь, розташованих у районі ширм, за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	563,36
Температура газів на виході з ширм	°C	985,2
Температура первинної пари на виході з паропарового теплообмінника	°C	468,1
Температура пари після першого впорскування	°C	458,1
Температура пари після другого впорскування	°C	543,6
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ДРУГА СТУПІНЬ ШППІ)		
Кількість ширм ІІ	шт.	24
Сумарна поверхня ширм ІІ	м²	2102,8
Тепло, отримане випромінюванням з точки ШППІ ІІ	ккал/кг	50,25
Температура пари на виході в центральних ширмах ІІ	°C	569
Температура пари на виході з крайніх ширм ІІ	°C	598,6
Середня швидкість пари у крайніх ширмах ІІ	м/с	21,03
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби центральних ширм ІІ	ккал/(м²·год·°C)	7029,8
Середня швидкість газу в ШППІ ІІ	м/с	7,56
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ШППІ ІІ	ккал/(м²·год·°C)	43,4
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб в крайніх ширмах ІІ	°C	775,1
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки в центральних ширмах ІІ	ккал/(м²·год·°C)	119,5
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах ІІ	ккал/(м²·год·°C)	53,82
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах ІІ	ккал/(м²·год·°C)	53,62
Сумарне теплосприйняття усіх поверхонь, розташованих в районі ШППІ ІІ, за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	324,5
Температура газів на виході з ШППІ ІІ	°C	870,3
ПОВОРОТНА КАМЕРА		
Поверхня екранів поворотної камери (ЕПК)	м²	327,01
Об'єм поворотної камери	м³	1239,5
Поверхня підвісних економайзерних труб	м²	191,8
Середня швидкість газу в районі підвісних економайзерних труб	м/с	5,696
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб стелі в районі поворотної камери	°C	688,23
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб стелі в районі поворотної камери	ккал/(м²·год·°C)	158,99
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб екранів в районі поворотної камери	ккал/(м²·год·°C)	157,39

Теплосприйняття екранів у районі поворотної камери за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	60,14
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	625,96
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки підвісних економайзерних труб	ккал/(м²·год·°C)	189,53
Сумарне теплосприйняття поверхонь поворотної камери	ккал/кг	146,71
Температура газів на виході з поворотної камери	°C	817,8
Температура пари на виході з труб екранів поворотної камери	°C	462,09
Витрата робочого середовища у підвісних економайзерних трубах	кг/год	471419
Температура води на виході з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	274,9
Температура води на вході економайзера після змішування потоків живильної води та робочого середовища, що виходить з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	267,86
ВИХІДНА СТУПІНЬ ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ШППІ2)		
Середня швидкість пари у змійовиках ШППІ2	м/с	34
Температура пари на вході у змійовики ШППІ2	°C	510
Поверхня ШППІ2	м²	2785
Температура газів на виході з ШППІ2	°C	715,6
Середня швидкість газу між змійовиками ШППІ2	м/с	10,4
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ШППІ2	°C	699,8
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ШППІ2	ккал/(м²·год·°C)	101,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ШППІ2	ккал/(м²·год·°C)	66,68
Теплосприйняття змійовиків ШППІ2 за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	281,5
ПЕРША СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ШППІ1)		
Температура пари на вході у змійовики ШППІ1	°C	336
Температура пари на виході із змійовиків ШППІ1	°C	510
Поверхня ШППІ1	м²	7170
Температура газів на виході з ШППІ1	°C	503,15
Середня швидкість пари у змійовиках ШППІ1	м/с	30,06
Середня швидкість газу в ШППІ1	м/с	8,96
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика ШППІ1	ккал/(м²·год·°C)	1285,3
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ШППІ1	°C	478,9
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ШППІ1	ккал/(м²·год·°C)	84,3

Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП1	ккал/(м ² год °С)	58,90
Теплосприйняття змійовиків ППП1 за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	561,6
ЕКОНОМАЙЗЕР		
Температура води на виході з економайзера	°С	300
Температура води на вході до економайзера	°С	267,86
Температура газів на виході з економайзера	°С	408,9
Середня швидкість води в економайзері	м/с	0,8979
Середня швидкість газу в економайзері	м/с	8,06
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб економайзера	°С	363,9
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки економайзера	ккал/(м ² год °С)	85,68
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до води в економайзері	ккал/(м ² год °С)	62,2
Поверхня нагріву економайзера	м ²	3172,9
Теплосприйняття економайзера за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	240,6
РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ ПІДГРІВАЧ ПОВІТРЯ (РОП)		
Гарячая частина		
Температура гарячого повітря на виході з РОП	°С	335
Температура газу на виході з РОП	°С	175,8
Температурний напір в РОП	°С	86,88
Середня швидкість газу в РОП	м/с	12,5
Середня швидкість повітря в РОП	м/с	9,9
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря РОП	ккал/(м ² год °С)	62,2
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки РОП	ккал/(м ² год °С)	76,05
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря РОП	ккал/(м ² год °С)	12,94
Теплосприйняття РОП за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	574,1
Температура гарячого повітря на вході до гарячої частини РОП	°С	76,1
Мінімальна температура стінки в гарячій частині РОП	°С	131,0
Температура точки роси	°С	89,3
Поверхня нагріву гарячої частини РОП	м ²	71300
Холодна частина		
Поверхня нагріву холодної частини РОП	м ²	20400
Температура гарячого повітря на виході з холодної частини РПП	°С	76,1
Температура холодного повітря на вході до РОП	°С	30
Температура газів на виході з РОП	°С	130,9
Середня швидкість газу в холодній частині РОП	м/с	10,2
Середня швидкість повітря в холодній частині РОП	м/с	6,78

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря в холодній частині РОП	ккал/(м ² год °С)	31,6
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки холодної частини РОП	ккал/(м ² год °С)	41,35
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря в холодній частині РОП	ккал/(м ² год °С)	6,8
Теплосприйняття холодної частини за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	99,48
Мінімальна температура стінки у холодній частині РОП	°С	87,24
Равликово-лопатковий палиник з аксіальними завихрювачами		
Кількість вологого сушильного агента у кінці установки	кг/кг	2,116
Частка сухого повітря в транспортуючому агенті	кг/кг	0,952
Коефіцієнт подачі пилоповітряної суміші	—	0,275
Коефіцієнт подачі вторинного повітря	—	0,875
Концентрація пилу в пилоповітряній суміші	кг/кг	0,425
Теоретичне тепловиділення на 1 м ³ повітря	МДж/м ³	3,712
Теплова потужність топки	МДж/с	827,3
Теплова потужність палиника	МДж/с	34,471
Продуктивність палиника	кг/год	5902
Витрата пилоповітряної суміші через палиник	м ³ /с	3,666
Витрата вторинного повітря через палиник	м ³ /с	18,09
Швидкість пилоповітряної суміші на виході з основного палиника	м/с	22,65
Швидкість вторинного повітря на виході з основного палиника	м/с	31,5
Вихідний переріз каналу пилоповітряної суміші	м ²	0,162
Вихідний переріз каналу вторинного повітря	м ²	0,574
Зовнішній діаметр центральної труби	м	0,3044
Параметр крутки палиника	—	2,346

Конструктивні параметри парогенератора. Прямоточний пиловугільний парогенератор СНКП 28 МПа/600 °С/600 °С має П-подібну компоновку та призначений для спалювання довгополумєнового кам'яного вугілля марки ДГ-100 у режимі твердого шлаковидання (рис.1). Топкова камера виконана призматичною висотою 44,93 м, у поперечному перерізі прямокутною, шириною топки по фронту 17,34 м та глибиною 12,64 м (див. таблицю, рис.1).

Fig. 1. Layout diagram of the once-through pulverized coal steam generator SSKP 28 MPa/600°C /600 °C: 1 – furnace; 2 – the first stage of the superheater screen; 3 – the second stage of the screen steam superheater; 4 – output stage of the secondary steam superheater; 5 – inlet stage of the secondary steam superheater; 6 – water economizer; 7 – hot part of the regenerative air heater; 8 – cold part of the regenerative air heater; 9 – scroll-blade burner with axial swirlers (the figure shows the distribution of gas and air temperatures along the boiler path and the location of volumetric zones along the height of the furnace).

Нижня частина топки виконується у вигляді холодної воронки висотою 8,85 м. При цьому скати передньої і задньої стіни топки для зручності видалення шлаку і золи розташовуються похило під кутом 57°. Розроблено дві конструкції вихрових пальників тепловою потужністю 34,471 МДж/с і продуктивністю (по вугіллю) 5902 кг/год кожна. Перша з них равликово-лопатковий пальник з аксіальними завихрювачами (див. табл.), друга – лопатково-лопатковий пальник з аксіальними завихрювачами (див. рис. 2). Пальники встановлюються зустрічно навпроти один одного в три яруси по

фронту на передній і задній стінах топки по вісім пальників в ярусі. Панелі бічних, заднього і фронтового екранів топки виготовляються суцільнозварними, газощільними з круглих труб діаметром 32×6 мм з проставками. НРЧ виконується з двоходових суцільнозварних газощільних вертикальних панелей з необігріваним опускним рухом робочого середовища (1 на рис. 3). У СРЧ, ВРЧ і ЕПК використовуються суцільнозварні газощільні панелі з труб діаметром 32×6 мм з проставками з горизонтально-підйомним рухом (меандрові панелі, 2 і 3 на рис. 3).

Рис. 2. Креслення загального вигляду лопатково-лопаткового пальника з аксіальними завихрювачами.
Fig. 2. General view of a blade-blade burner with axial swirlers.

На виході з топки (по ходу газів) розташовується ШПП I, що складається зі здвоєних ширм (2 на рис. 1), з'єднаних між собою змішувальним колектором. Кількість ШПП I по ширині топки становить 24 штуки, а кількість паралельно включених труб в кожній ширмі – 30 штук. У горизонтальному газоході розміщується ШПП II (3 на рис. 1). Кількість ШПП II, розташованих уздовж фронту, становить 24 штуки, кожна з яких містить 40 паралельно включених труб. Перший і другий ступені ширм виготовляються з труб діаметром 32×6 мм з поперечним кроком 693,6 мм і поздовжнім – 35 мм. Поверхня і висота ШПП I дорівнюють 2364,04 м² та 12 м, ШПП II – 2102,8 м² і 8 м.

Перед ШПП I встановлюється послідовно паропаровий теплообмінник і впорскувальний пароохолоджувач (9 і 10 на рис. 4), на вході в ШПП II – впорскувальний пароохолоджувач (12 на рис. 4). Суцільнозварними, газощільними панелями, виготовленими з круглих труб діаметром 32×6 мм з проставками екрановано стельове перекриття котла. У конвективній шахті по ходу газів розташовуються

ППП2, ППП1 і водяний економайзер (4, 5 і 6 на рис. 1). Змійовики конвективних пакетів ППП2 і ППП1 мають шахове розташування і виготовляються з труб діаметром 42×4 мм з поперечними 0,135 м і 0,13 м і поздовжніми 0,061 і 0,06 м кроками, відповідно.

Розрахункові поверхні ППП2 і ППП1 дорівнюють 2785 м² і 7170 м², кількість секцій трубної поверхні по ширині конвективної шахти – 127 шт. і 132 шт., кількість труб – 713 шт. і 786 шт., кількість труб в одній секції – 3 шт. і 3 шт., відповідно.

Змійовики водяного економайзера мають шахове розташування і виготовляються з труб діаметром 32×6 мм з поперечним і поздовжнім кроками 85 мм і 40 мм, відповідно. Кількість рядів трубної поверхні економайзера по ширині конвективної шахти дорівнює 202 шт., кількість труб – 1138 шт., кількість паралельно включених труб в одній секції – 3 шт., поверхня нагріву – 3173 м². За котлом розташовуються два паралельно встановлених РОП (9 на рис. 3). Сумарна поверхня нагріву гарячої частини РОП дорівнює 71300 м², холодної – 20400 м².

Рис. 3. Креслення загального вигляду прямоточного пилувугільного парогенератора на супернадкритичних параметрах пари 28 МПа/600 °С/600 °С: 1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 3 – верхня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівач; 5 – вихідна ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 – вхідна ступінь пароперегрівача вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 8 – пальник; 9 – регенеративний обертальний підігрівач повітря; 10 – підвіска.

Fig. 3. Drawing of a general view of a once-through pulverized coal steam generator with supercritical steam parameters of 28 MPa/600 °C/600 °C: 1 – lower radiation part; 2 – middle radiation part; 3 – upper radiation part; 4 – screen steam superheater; 5 – output stage of the secondary steam superheater; 6 – inlet stage of the secondary steam superheater; 7 – water economizer; 8 – burner; 9 – regenerative rotating air heater; 10 – hanger.

Fig.4. Diagram of the steam-water tract of the steam generator with supercritical steam parameters 28 MPa/600 °C /600 °C: 1 – control valve; 2 – hanging pipes; 3 – water economizer; 4 – lower radiation part; 5 – middle radiation part; 6 – upper radiation part; 7 – screens of a PTZ camera; 8 – ceiling; 9 – steam-steam heat exchanger; 10, 12 – injection desuperheater; 11 – the first stage of the screen superheater; 13 – the second stage of the screen superheater; 14 – inlet stage of the secondary steam superheater; 15 – outlet stage of the secondary steam superheater; 16 – collector; 17 – central screens of ШПП І; 18 – extreme screens of ШПП І.

Опис схеми пароводяного тракту. Витрата живильної води, що виходить з хімоводоочищення, в кількості 950000 кг/год ділиться на три потоки. Перші два потоки 30 т/год і 20 т/год йдуть на впорскувальні пароохолоджувачі, розташовані на вході в ШПП І і ШПП ІІ (10 і 12 на рис. 4). Решта витрати 900 т/год ділиться на два потоки. Перший з них в кількості 471419 кг/год з температурою 260 °С направляється на охолодження підвісних труб (2 на рис. 4 і 10 на рис. 3), другий – 428581 кг/год з температурою 260 °С до змішувача, розташованого на вході до економайзера. У підвісних трубах живильна вода нагрівається до температури 275 °С, а потім надходить до змішувача, де змішується з витратою 428581 кг/год з температурою 260 °С, після чого сумарна витрата живильної води 900 т/год з температурою 268 °С подається на вхід до економайзера (3 на рис. 4). В економайзері робоче середовище нагрівається до температури 300 °С і направляється на вхід до холодної воронки (вхід в НРЧ (зони І і VII) на рис. 1), де нагрівається до температури 396 °С (4 на рис. 4) за рахунок променистого теплообміну між газодисперсним потоком і поверхнями нагріву холодної воронки і активною зоною І.

У зоні І, де вигорає 92% палива, середня і максимальна температури газів дорівнюють 1506 °С і 1635 °С (див. таблицю). Тут температура забруднених екранів 1234 °С виявляється нижчою за температуру початку шлакування 1268 °С, що говорить про безшлакувальну роботу поверхонь НРЧ. Далі робоче середовище послідовно проходить СРЧ і ВРЧ (5, 6 на рис. 4), де температури газів і питомі теплові потоки значно нижчі, ніж в НРЧ (див. таблицю). Як зазначалося вище, СРЧ і ВРЧ укомплектовані газощільними меандровими панелями, що у значній мірі зменшує теплогідрравлічну розв'язку труб. На виході з ВРЧ робоче середовище досягає температури 449,8 °С, після чого воно направляється до ЕПК, а потім в стелю і виходить з неї з температурою 481 °С (7 і 8 на рис. 4). Далі первинна пара подається до паропарового теплообмінника (9 на рис. 4), де віддає своє тепло вторинній парі, в результаті чого температура первинної пари знижується з 481 °С до 468,1 °С, а вторинної пари підвищується з 307 °С (температура на виході з циліндра високого тиску) до 336 °С, тим самим зменшує поверхню ШПП І (14 на рис. 4). Гостра пара з температурою 468,1 °С направляється до впорскувального

Рис. 4. Схема пароводяного тракту парогенератора СНКП 28 МПа/600 °C /600 °C: 1 – регулюючий клапан; 2 – підвісні труби; 3 – водяний економайзер; 4 – нижня радіаційна частина; 5 – середня радіаційна частина; 6 – верхня радіаційна частина; 7 – екрани поворотної камери; 8 – стеля; 9 – паропаровий теплообмінник; 10, 12 – впорскувальний пароохолоджувач; 11 – перший ступінь ширмового пароперегрівача; 13 – другий ступінь ширмового пароперегрівача; 14 – вхідна ступінь пароперегрівача вторинної пари; 15 – вихідна ступінь пароперегрівача вторинного пара; 16 – колектор; 17 – центральні ширми ШПП І; 18 – крайні ширми ШПП І.

пароохолоджувача, де охолоджується до температури 458,1 °С, а потім надходить на вхід до центральних ширм ШПП I, після чого пара з температурою 503 °С подається до крайніх ширм ШПП I, де нагрівається до температури 556 °С (10, 17 і 18 на рис. 4). Організація двоходової схеми руху пари в ШПП I зроблена з таких міркувань: а) забезпечення високих швидкостей 17,96–21,54 м/с і коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби 9292,9–10693 ккал/(м²·год·°С) в центральних і крайніх ширмах, що безсумнівно приведе до зменшення температури стінки труби, тим самим підвищить термін служби змійовиків ШПП I; б) в центральних ширмах температура пари значно нижча, ніж в периферійних, в той час як температура газів і теплові потоки в центральній частині вищі, ніж в периферійній, тобто область високих значень температур пари близьких до 600 °С розташовується в зоні порівняно низьких температур газів і теплових потоків. Така організація руху пари дає змогу подовжити термін служби металу змійовиків пароперегрівача. Після ШПП I пара направляється до впорскувального пароохолоджувача, де охолоджується до температури 543,6 °С, а потім надходить в ШПП II (12 і 13 на рис. 4). Пройшовши ШПП II, гостра пара виходить з котла з температурою 600 °С і подається до циліндру високого тиску. Схема руху пари в ШПП II організована подібно ШПП I. Здвоєні ширми ШПП I грають роль захисного екрану, який захищає вихідний пакет ШПП II від впливу теплового випромінювання з топкової камери. Розрахунки показують, що радіаційне тепло, сприйняте площиною вхідного перерізу ШПП I, становить 219,3 ккал/кг. З цього тепла 75 % (169,05 ккал/кг) поглинаються ШПП I і додатковими поверхнями нагріву, розташованими в цій зоні. Решта 25 % (50,3 ккал/кг) променистого тепла сприймає поверхня ШПП II (див. табл.).

Вторинна пара з температурою 336 °С направляється на вхід в ППП1 (14 на рис. 4). Після проходження ППП1 температура вторинної пари зростає до температури 510 °С, після чого пара подається до ППП2 (15 на рис. 4), де перегрівається до температури 600 °С і направляється до циліндру середнього тиску. Так як ППП1 розташований в області порівняно низьких температур газу 503,2–715,6 °С для нагрівання вторинної пари до температури 510 °С йому необхідна велика поверхня 7170 м². Тому

на другому етапі проектування необхідно оцінити теплогідравлічну розвірку змійовиків ППП1. Якщо вона виявиться високою, необхідно розділити пакет ППП1 на два ступені, поставивши між ними змішувальний колектор, що значно зменшить теплогідравлічну розвірку змійовиків.

Висновки

1. Розроблено методику розрахунку, алгоритм і програму, за допомогою якої проводились конструкторсько-перевірочні теплові розрахунки пилувугільного прямооточного котла СНКП 28 МПа/600 °С /600 °С для блока 300 МВт на навантаженнях 50–100 % від номінального.

2. Регулювання гострої парі здійснюється за допомогою встановлення двох впорскувальних пароохолоджувачів перед ШПП I і ШПП II, а також за рахунок передачі частини тепла від первинної пари до вторинної за допомогою паропарового теплообмінника, що приводить до значного зменшення поверхні ППП1.

3. Розроблено два оригінальних технічних рішення, що дозволяють підвищити надійність роботи найнапруженішої вихідної ступені ШПП II: а) ШПП I захищає ШПП II від теплового випромінювання топкової камери, поглинаючи 75 % радіаційного тепла, що випромінюється топкою, і тільки 25 % припадає на теплосприйняття ШПП II; б) в ШПП I і ШПП II реалізується двоходова схема руху пари, що забезпечує високі швидкості пари і коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби у центральних і крайніх ширмах, що приводить до зменшення температури стінки труби і підвищенню терміну служби металу змійовиків. Крім того, високі температури пари мають місце в зоні, розташованій у стінки, де температура газів і теплові потоки нижчі, ніж у центральній частині.

4. Розроблено дві конструкції вихрових пальників тепловою потужністю 34,471 МДж/с і продуктивністю (по вугіллю) 5902 кг/год. Перша з них являє собою равликово-лопатковий пальник з аксіальними завихрювачами (див. табл.) друга – лопатково-лопатковий пальник з аксіальними завихрювачами (див. рис. 2).

5. Теплонапруження по перерізу топки підібрані таким чином, що температура забруднених екранів 1234 °С виявляється нижчою за температуру початку шлакування 1268 °С, що

говорить про безшлакувальну роботу екранів НРЧ.

6. Экраны СРЧ та ВРЧ виконуються з га-зоцільних суцільнозварних меандрових панелей з метою зменшення теплогидравлічної розв'язки труб.

Список літератури

1. Mitsubishi Hitachi Power Systems Ltd. Boiler Business and Technology Development. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2015. Vol. 52, No. 2. pp. 55–62.

2. P. J. Maziasz, J. P. Shingledecker, R. W. Swindeman, R. L. Klueh, and N. D. Evans. 'High Creep-Strength Alloys', Oak Ridge National Laboratory Fossil Energy Program, Annual Progress Report for Period Ending FY04.

3. Dongke Zhang Ultra-supercritical Coal Power Plants. Materials, Technologies and Optimisation (2013, Woodhead Publishing). 300 p.

4. R. Viswanathan, Material Technology for Coal-Fired Power Plants, *Advanced Materials & Processes*, 2004. Vol. 162, No. 8. pp. 73–76.

5. Кузнецов Н. В., Митов В. В. и др. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). М. : Энергия, 1973. 296 с.

Надійшла до редакції 28.08.20

Рохман Б.Б., *докт.техн.наук, Дунаевская Н.И.,* *докт.техн.наук, Вифатнюк В.Г.*
Институт угольных энерготехнологий НАН Украины, Киев
ул. Андреевская, 19, 04070 Киев, e-mail: Brolene@yahoo.com

Разработка концептуальных технических решений и способов их реализации при конструировании пылеугольного парогенератора суперсверхкритических параметров пара 28 МПа/600 °С/600 °С для энергоблока 300 МВт. Часть 1. Математическое описание рабочего процесса, результаты расчетов и компоновка котла

Увеличение эффективности энергоблоков ТЭС достигается повышением давления и температуры пара, благодаря чему возрастает их КПД, уменьшаются затраты на топливо, снижаются выбросы CO_2 , NO_x , SO_x . На основе анализа, проведенного для котлов, рассчитанных на сверхкритические параметры пара, делается вывод о том, что возрастание давления и температуры непосредственно связано с напряжениями, возникающими в металле пароперегревателя, а, следовательно, с необходимостью использования высокотемпературных сплавов. Исходя из этого, парогенераторы можно условно разделить на три группы: сверхкритических параметров (СКП), суперсверхкритических (ССКП) и ультрасверхкритических (УСКП). КПД энергоблоков ССКП на 3–4 % выше, чем КПД блоков СКП, а КПД энергоблоков УСКП на 6–8 % выше, чем КПД блоков СКП. Для изготовления котлов УСКП требуются стали на основе никелевых сплавов, которые находятся в основном на стадии разработки и испытаний, а для производства парогенераторов ССКП стали изготавливаются в промышленном масштабе, поэтому в настоящее время оптимальным вариантом является строительство энергоблоков на ССКП. В первой части работы описаны методика расчета, алгоритм и программа, с помощью которой проводились конструкторско-поверочные тепловые расчеты ССКП 28 МПа/600 °С/600 °С для энергоблока 300 МВт на номинальной нагрузке. Разработаны две конструкции вихревых горелок (улиточно-лопаточные и лопаточно-лопаточные) тепловой мощностью 34,471 МДж/с и производительностью (по углю) 5902 кг/ч. Разработаны оригинальные технические решения, позволяющие повысить надежность работы выходной ступени острого пара и уменьшить поверхность первой ступени промежуточного пароперегревателя. *Библ. 5, рис. 4, табл. 1.*

Ключевые слова: парогенератор, котел, топка, уголь, сжигание, давление, температура, методика.

Rokhman B.B., Doctor of Technical Sciences

Dunaevska N.I., Doctor of Technical Sciences **Vifatnyuk V.G.**

Coal Energy Technology Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv

Andriivska St, 19 04070 Kyiv, e-mail: Brolene@yahoo.com

Development of Conceptual Technical Solutions and Methods of Their Implementation During The Design of a Dust Coal Steam Generator of Super-super Critical Parameters of Steam 28 MPa/600 °C/600 °C for 300 MW Energy Unit. Part 1. Mathematical Description of Working Processes, Calculation Results and Boiler Arrangement

Increasing efficiency of power plant unit, reducing fuel costs, and CO₂, NO_x and SO_x emissions can be achieved by increasing the pressure and temperature of the steam. Analysis carried out for boilers designed for supercritical steam parameters, showed that the increase in pressure and temperature is directly related to the stresses arising in the metal of the superheater, and, consequently, with the need of using high-temperature alloys. Thus, steam generators can be conventionally divided into three groups: supercritical (SC), super supercritical (SSC) and ultra supercritical (USC). The efficiency of the power units of the USC is 3–4 % higher than the efficiency of the SC units, and the efficiency of the power units of the USC is 6–8 % higher than the efficiency of the SC units. For the manufacture of USC boilers, steels based on nickel alloys are required, which are mainly at the stage of development and testing, while for the production of SSC steam generator, steels are manufactured on an industrial scale, therefore, currently, the best option is the construction of SSC power units. The first part of the work describes the calculation method, the algorithm and the program with the help of which the design and verification thermal calculations of the SSC 28 MPa/600 °C/600 °C were carried out for a 300 MW power unit at rated loads. Two designs of vortex burners (coiled-blade and blade-blade) with a thermal power of 34.471 MJ/s and productivity (for coal) of 5902 kg/h have been developed. Original technical solutions have been developed to improve the reliability of the live steam output stage and to reduce the surface of the first stage of the reheater. *Bibl. 5, Fig. 4, Tab. 1.*

Key words: steam generator, pressure, temperature, boiler, technique, furnace, coal, combustion.

References

1. Mitsubishi Hitachi Power Systems Ltd. Boiler Business and Technology Development. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2015. 52 (2). pp. 55–62.
2. P. J. Maziasz, J. P. Shingledecker, R. W. Swindeman, R. L. Klueh, and N. D. Evans. 'High Creep-Strength Alloys', Oak Ridge National Laboratory Fossil Energy Program, Annual Progress Report for Period Ending FY04.
3. Dongke Zhang Ultra-supercritical Coal Power Plants. Materials, Technologies and Optimisation (2013, Woodhead Publishing). 300 p.
4. R. Viswanathan, Material Technology for Coal-Fired Power Plants, *Advanced Materials & Processes*, 2004. 162 (8). pp. 73–76.
5. Kuznetsov N.V., Mitor V.V., Dubovskiy I.E., Karasina E.S. Teplovoy raschet kotelnykh agregatov (Normativnyiyy metod). [Thermal calculation of boiler units (Normative method)]. Moscow : Energiya, 1973. 296 p. (Rus.).

Received August 28, 2020