

УДК 621

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ В ГАЗООХОЛОДЖУВАЧІ ОРЕБРЕНИХ ТРУБОК

Б. К. Шестак

Bogdan.Shestak@gmail.com

ORCID: 0009-0002-0659-5394

Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут»,
61070, Україна, м. Харків, вул. Вадима Манька, 17

Надійність турбогенератора великої потужності багато в чому залежить від його системи охолодження. Безаварійна й ефективна робота цієї системи, зокрема газоохолоджувача, є проблемою, яка не повністю вирішена на теперішній час. У статті запропоновано модернізовану конструкцію газоохолоджувача для турбогенератора потужністю 325 МВт, в якому використовуються біметалеві трубки з високим оребренням. Для обґрунтування ефективності такої конструкції та визначення запасу теплопередачі газоохолоджувача проведено розрахунок його теплового стану. Отримані результати показали, що перегрів води в газоохолоджувачі становить 5 °С. При цьому одна секція газоохолоджувача забезпечує відведення теплових втрат у 1266 кВт при витратах водню 6,66 м³/с і охолоджуючої води 200 м³/с, що задовольняє вимогам до цього газоохолоджувача.

Ключові слова: турбогенератор, газоохолоджувач, оребрені трубки, тепловий розрахунок, критеріальні рівняння.

Вступ

Система охолодження турбогенератора з водневим охолодженням технологічно й конструктивно є складною. Від її ефективності й надійності значною мірою залежить строк служби агрегатів інших систем турбогенератора і забезпечення його безвідмовної роботи. Тенденція до підвищення потужності сучасних турбогенераторів змушує впроваджувати до систем охолодження більш ефективні конструктивні рішення.

Синхронний трифазний турбогенератор із водневим охолодженням призначений для вироблення електричної енергії при безпосередньому з'єднанні з паровою турбіною (рис. 1). Основні конструктивні елементи турбогенератора представлені в роботах [1–3].



Рис. 1. Загальний вигляд турбогенератора

Охолодження турбогенераторів потужністю 200–350 МВт зазвичай здійснюється воднем, що циркулює по замкнутому циклу за допомогою відцентрового компресора. Параметри системи охолодження повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 60034-6:2019 [4]. Загальна конструкція турбогенератора та його система охолодження мають забезпечити ефективне охолодження конструктивних елементів [5] і перевищення температури обмоток, осердя статора і нагрітого водню в межах допустимого рівня для заданого класу ізоляції згідно з ДСТУ EN 60034-1:2016 [6] при експлуатації турбогенератора в номінальному режимі.

Для охолодження водню у спеціальний короб під корпусом статора турбогенератора вбудовані газоохолоджувачі. Їх продуктивність є важливим фактором у системі охолодження турбогенератора, а їх оптимальна конструкція може вплинути на загальну ефективність, що пояснюється вираженими змінами теплофізичних властивостей охолоджуючих речовин в умовах експлуатації.

Крім того, надійна робота системи охолодження – один з основних факторів, що гарантує безаварійну роботу турбогенератора в цілому. Її несправність може призвести до відмови турбогенератора і, як наслідок, тривалих і витратних ремонтів.

У даній роботі розглянуто проблему забезпечення необхідного рівня температурних параметрів конструктивних елементів турбогенераторів при підвищенні їх потужності в процесі модернізації.

Невід'ємною умовою проведення модернізації є підвищення ефективності системи охолодження турбогенераторів при дотриманні габаритних показників газоохолоджувачів із забезпеченням їх необхідної міцності. Існуючі конструкції газоохолоджувачів не задовольняють цим умовам [7].

Проведемо аналіз сучасних методів проектування газоохолоджувачів, викладених в окремих роботах.

Так, у роботі [8] авторами проводилася оцінка конструкції газоохолоджувача з оребреними трубками. На основі моделі здійснено оцінку різної кількості рядів, довжини й діаметра трубок при різних температурах навколишнього середовища для визначення найбільш підходящої конструкції з точки зору втрат тиску і забезпечення необхідної площі теплообміну для обраних робочих умов.

У роботі [9] автори провели моделювання й оцінку термогідрравлічних характеристик газоохолоджувача з оребреними трубками, використавши підхід розподіленого моделювання з методом ε -NTU. Результати дослідження показали, що за рахунок збільшення масових витрат робочого тіла і зменшення діаметрів трубок продуктивність газоохолоджувачів підвищилася.

Автори роботи [10] проаналізували продуктивності газоохолоджувачів із ребристими трубками й різними схемами потоку вхідного повітря CFD-методами. Результати моделювання показали, що різні типи профілів швидкості впускного потоку охолоджуючого газу істотно впливають на продуктивність газоохолоджувача.

У роботі [11] досліджувався вплив геометричних параметрів газоохолоджувачів на продуктивність системи. Параметричний аналіз підтвердив ефективне підвищення тепловіддачі при збільшенні площі теплопередачі газоохолоджувача. Однак при цьому знижується оптимальний тиск нагнітання охолоджуючого газу. Інші компоненти системи залишаються незмінними.

У роботах [12, 13] представлені методи розрахунку реальних газів стосовно відцентрових компресорів. Вони включають використання кількох різних рівнянь політропного шляху, а також декілька методів чисельного інтегрування.

Використання плоских трубок в конструкції газоохолоджувачів розглядалося авторами в роботі [14]. При дослідженні встановлено, що зміна конфігурації поперечного перерізу трубок є ефективним підходом до підвищення теплової продуктивності газоохолоджувача, що приводить до значного збільшення коефіцієнта теплопередачі.

У наведених вище роботах дослідження систем охолодження базуються на існуючих холодоагентах типу R404A, R134A або R407A. Однак основним їх недоліком є відсутність розрахунків при застосуванні водню як охолоджуючого газу з підвищеним робочим тиском. Без додаткових досліджень дані рішення не можуть бути науково обґрунтовані і впроваджені на турбогенератори, що працюють із надлишковим тиском водню 450 кПа. Причина цього – необхідність задіяння вже повністю зібраних турбогенераторів із різними конструкціями газоохолоджувачів.

У представленому дослідженні використовуються експериментальні значення параметрів охолоджуючого газу.

Метою дослідження є наукове обґрунтування забезпечення необхідних параметрів охолодження турбогенератора запропонованою конструкцією газоохолоджувача. Для досягнення цієї мети було виконано аналітичний тепловий розрахунок із використанням математичних моделей, заснованих на основних рівняннях термо- і газодинаміки, з урахуванням принципів композиції інженерних сплавів. Поєднання латуні й алюмінію як основних матеріалів конструкції трубок охолодження дало можливість підвищити ефективність газоохолоджувача при збереженні габаритних показників за рахунок підвищення ефективної площі оребрення, оптимізації кроку ребер і розташування трубок у шаховому порядку.

Для досягнення мети були поставлені наступні задачі:

- розробити конструкцію газоохолоджувача із використанням біметалевої конструкції трубок високого оребрення;
- провести дослідження ефективності конструкції газоохолоджувача із заданими геометричними параметрами трубок.

Конструкція газоохолоджувачів турбогенераторів

На рис. 2 представлено загальний вигляд газоохолоджувача турбогенератора.

На рис. 3 наведена детальна конструкція газоохолоджувача. Вона включає трубний пучок (система оребрених трубок), корпус і водяні відсіки [15, 16]. Трубки герметично з'єднані з торцевими

плитами. Це не дозволяє охолоджуючій воді проникати у водневий потік. На плити кріпляться кришки, що мають вхідний і вихідний патрубки, призначені для підведення води. Принцип роботи полягає в наступному: гарячий водень (після проходження через нагріті конструктивні елементи працюючого турбогенератора) стикається з поверхнею трубок, якими циркулює охолоджуюча вода. Після проходження через газоохолоджувачі холодний водень знову надходить до турбогенератора.

Основні матеріали корпусу й трубок можуть бути різними, залежно від умов монтажу й охолоджувальної води (прісної, мінералізованої чи морської). Матеріал корпусу і кришок – нержавіюча або вуглецева сталь із полімерним покриттям. Матеріал трубних дошок – латунь (чи подібний до її властивостей метал або інженерний сплав). Матеріал трубок охолодження – нержавіюча або вуглецева сталь, мідні сплави, алюміній тощо. Покриття газоохолоджувача повинно забезпечувати тривалий строк експлуатації (не менше 40 років) і мати хімічну опірність до вуглеводнів, розчинників, кислот, солей, лугів тощо.

Викладені у роботах [17, 18] дослідження надають наукове обґрунтування застосуванню в конструкції газоохолоджувачів сучасних турбогенераторів трубок із розширеними поверхнями або ребрами, що розподілені по їх довжині (рис. 4). Завдяки цьому суттєво збільшується ефективна площа поверхні для протікання процесів теплообміну. Такі модернізовані газоохолоджувачі активно використовують при ремонтах і модернізації турбогенераторів для підвищення ефективності системи охолодження.

На рис. 5 наведена загальна геометрія трубки із високим оребренням.

Виходячи з результатів досліджень, викладених в роботі [19], й аналізу досвіду виробництва газоохолоджувачів можна зробити висновок, що конструкція трубок із високим оребренням найбільш ефективна для використання у виробництві газоохолоджувачів турбогенераторів великої та середньої потужності.



Рис. 2. Загальний вигляд газоохолоджувача турбогенератора

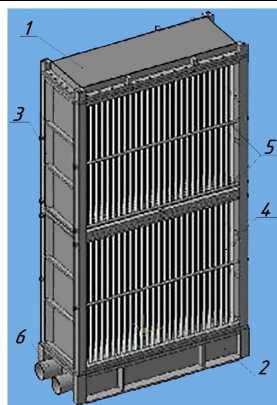


Рис. 3. Конструкція газоохолоджувача турбогенератора:
1 – верхня кришка; 2 – нижня кришка; 3 – рами; 4 – трубки охолодження; 5 – стяжні шпильки; 6 – місце зливу/подачі води



Рис. 4. Загальний вигляд оребрених трубок газоохолоджувача

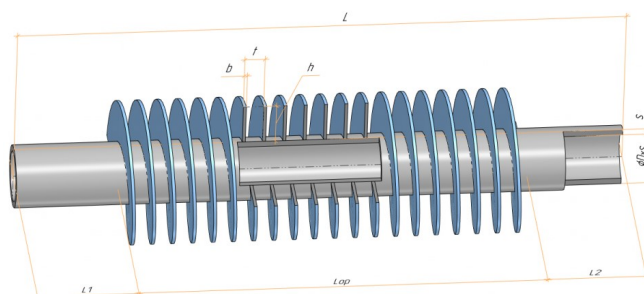


Рис. 5. Загальна геометрія трубки з високим оребренням

Аналітичний розрахунок теплового стану газоохолоджувача

Метою розрахунку є визначення запасу теплопередачі газоохолоджувача, що містить трубки запропонованої конструкції з високим оребренням, для турбогенератора потужністю 325 МВт.

Для підвищення експлуатаційних характеристик застосовується біметалева конструкція трубки – латунна трубка й алюмінієве оребрення, яка забезпечує необхідний захист матеріалу трубки від корозії. Важливим фактором під час застосування біметалевої конструкції оребрених трубок є забезпечення максимально можливого контакту між теплоносіями (вода–водень).

У ході запропонованого аналітичного розрахунку визначено тепловий потік через оребрену стінку трубки. Для цього задані геометричні розміри трубки, трубної дошки й параметри теплоносіїв. У ході розрахунку визначені критеріальні рівняння й залежності, згідно з якими можна описати параметри для проведення подальшого тривимірного розрахунку.

На рис. 6, 7 наведені конструктивні параметри трубок і трубної дошки. Інші необхідні вихідні дані представлено в табл. 1.

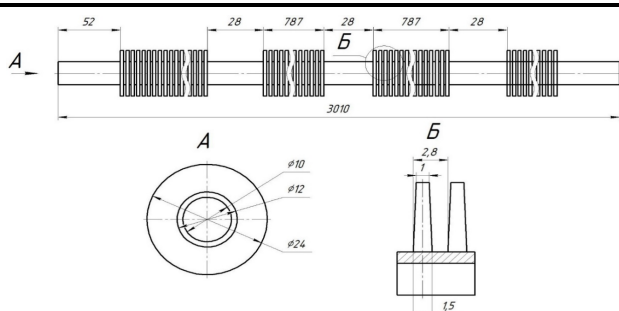


Рис. 6. Параметри трубки для розрахунку газоохолоджувача

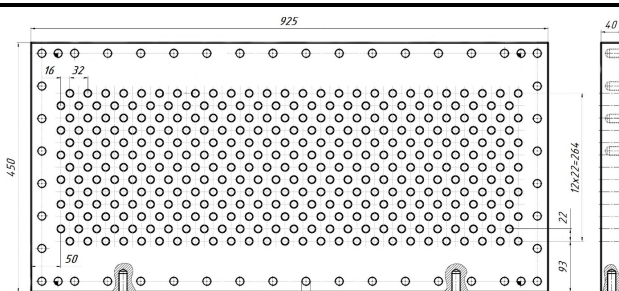


Рис. 7. Параметри трубної дошки для розрахунку газоохолоджувача

Таблиця 1. Вихідні дані розрахунку

Внутрішній діаметр трубки d_v , м	0,01
Зовнішній діаметр трубки d , м	0,012
Зовнішній діаметр оребрення D , м	0,024
Повна довжина трубки l , м	3,01
Ефективна довжина трубки l_{ef} , м	2,84
Тепловіддаюча поверхня 1 м трубки, що омивається газом f_a , м ²	0,258
Тепловіддаюча поверхня 1 м трубки, що омивається водою f_{om} , м ²	0,0314
Число трубок у ряду n , шт	26
Число рядів у секції m , шт	13
Число трубок у секції $n_{тр}$, шт	338
Число секцій охолоджувача N , шт	3
Відстань між трубками у ряду S_1 , м	0,032
Відстань між рядами S_2 , м	0,022
Живий перетин 1 м ² охолоджувача F_1 , м ²	0,518
Шаг оребрення S_p , м	0,0028
Висота оребрення h_p , м	0,006
Поверхня оребрення 1 м трубки f_p , м ²	0,269
Площа перетину трубки f_w , м ²	0,000079
Зовнішня товщина ребра, м	0,001
Внутрішня товщина ребра, м	0,0015

Кількість ребер на 1 м трубки n_p , шт	357,1
Коефіцієнт оребрення	7,6
Матеріал трубок	латунь
Матеріал ребер	алюміній
Теплопровідність матеріалу ребер λ_a , кВт/м ² °С	0,236
Температура газу, що виходить із охолоджувача T_a , °С	40
Температура води, що входить в охолоджувач T_w , °С	36
Витрата водню Q_a , м ³ /с	23
Витрата води Q_w , м ³ /ч	600
Число ходів водню q_a	2
Число ходів води q_w	1
Абсолютний тиск водню P_a , кПа	450
Щільність водню ρ_a , кг/м ³	0,3623
Щільність води ρ_w , кг/м ³	995
Втрати, що відводяться P , кВт	3798
Коефіцієнт питомої теплоємності водню C_p , кДж/(кг·°С)	14,27
Число секцій, з'єднаних по воді послідовно q_{mw}	1

На рис. 8 зображено схему теплопередачі через стінку з прямими трапецієподібними ребрами.

Методика розрахунку докладно наведена в дослідженнях [20, 21, 22]. Далі представлені деякі необхідні для розрахунку критеріальні рівняння.

Критерій Нусельта для шахових пучків оребрених трубок при їх перпендикулярному обтіканні газовим середовищем. Усереднене значення для пучка як цілого розраховується за формулою

$$Nu = 0,36 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \psi^{-0,5} \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33},$$

де C_z та C_s – параметри геометрії пучка; ψ – коефіцієнт оребрення трубки; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

Коефіцієнт ефективності оребрення розраховується за формулою

$$\eta = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} (1 - \eta_p),$$

де ψ – коефіцієнт оребрення; η_p – параметр ефективності ребра.

Коефіцієнт оребрення розраховується за формулою

$$\psi = \frac{F_p + F_{ст}}{F_{осн} + F_{ст}},$$

де F_p – площа оребрення; $F_{ст}$ – площа частини оребреної сторони, що не вкрита основами елементів оребрення; $F_{осн}$ – площа частини оребреної сторони, що вкрита основами елементів оребрення.

Результати запропонованого розрахунку газоохолоджувача за вищезазначеними даними представлені у табл. 2.

Детальний аналіз даних проведеного дослідження дозволяє зробити висновок, що оптимальне відношення площин робочих поверхонь 1 до 8. Подальша зміна геометрії і типу ребер не приводить до зміни запасу по теплопередачі більш ніж на 5%.

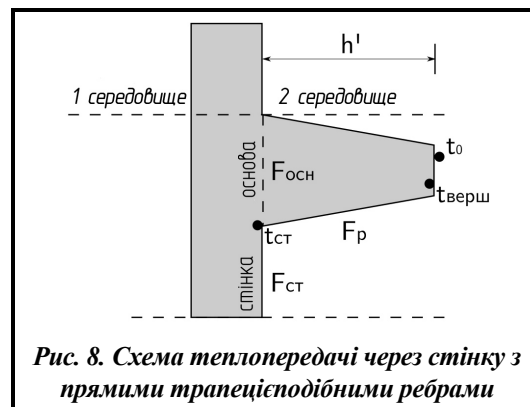


Рис. 8. Схема теплопередачі через стінку з прямими трапецієподібними ребрами

Таблиця 2. Результати аналітичного розрахунку газоохолоджувача

Тепловідвідна поверхня охолоджувача F_a , м ²	825,9	Прохідна площа трубок охолоджувача для води F_w , м ²	0,080
Вузкий переріз охолоджувача S_a , м ²	1,892	Швидкість води в трубках V_w , м/с	2,094
Перегрів водню в генераторі ΔT_a , °C	31,94	Падіння напору води в охолоджувачі H_w , Па	25017,2
Середня температура водню $T_{аср}$, °C	64,0	Питома теплоємність води при 20 °C, кДж/(кг·K)	4,183
Коефіцієнт кінематичної в'язкості водню ν при T_a^{cp} , м ² /с	$1,35 \times 10^{-4}$	Перегрів води в охолоджувачі ΔT_w , град	5,475
Коефіцієнт теплопровідності водню λ , кВт/(м·°C)	$1,94 \times 10^{-4}$	Середня температура води T_w^{cp} , град	44,738
Швидкість водню у вузькому перерізі V_a , м/с	12,16	Коефіцієнт кінематичної в'язкості води ν_w , м ² /с	$6,55 \times 10^{-7}$
Число Рейнольдса для потоку водню Re	1080,8	Число Прандтля Pr_w	6,06
Число Ейлера для потоку водню Eu	9,7	Коефіцієнт теплопровідності λ_w , кВт/(м·°C)	0,000636
Падіння напору водню в охолоджувачі H_a , Па	921,4	Число Рейнольдса для води Re_w	31967
Число Нуссельта Nu	12,5	Внутрішній коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{вн}$, кВт/(м ² ·°C)	12,08
Конвективний коефіцієнт тепловіддачі α , кВт/(м ² ·°C)	0,866	Віднесений коефіцієнт тепловіддачі K , кВт/(м ² ·°C)	0,53
Коефіцієнт теплового опору оребрення E	0,573	Середня логарифмічна різниця температур при протічанні ΔT , град	15,69
Коефіцієнт ефективності оребрення η	0,975	Теплове навантаження охолоджувача K_1 , кВт/(м ² ·°C)	0,293
Приведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{прив}$, кВт/(м ² ·°C)	1,911	Запас теплопередачі M , %	45,4

Із вищенаведеного випливає, що прийнятним рішенням стало використання біметалевої конструкції трубок із високим оребренням з основними геометричними параметрами, наданими в табл. 1. При цих параметрах вдалося забезпечити необхідні площі тепловіддаючих поверхонь вода–водень (90 м^2 для води й 743 м^2 для водню) (рис. 6).

Висновки

1. У результаті проведеного дослідження розроблено нову конструкцію газоохолоджувача, що забезпечує необхідну ефективність тепловідведення при підвищенні потужності турбогенератора до 325 МВт. Особливістю запропонованої конструкції газоохолоджувача стало використання біметалевої конструкції трубок високого оребрення із заданими геометричними параметрами.

2. Досліджено ефективність конструкції газоохолоджувача із заданими геометричними параметрами трубок і надано наукове обґрунтування забезпечення необхідної ефективності запропонованої конструкції газоохолоджувача. Згідно з даними аналітичного розрахунку теплового стану газоохолоджувача перегрів води в газоохолоджувачі становить 5 С. Одна секція газоохолоджувача забезпечує відведення теплових втрат у 1266 кВт при витратах водню $6,66 \text{ м}^3/\text{с}$ і охолоджуючої води $200 \text{ м}^3/\text{с}$. Отримані результати задовольняють вимоги до конструкції.

Основним результатом дослідження стало підтвердження високої ефективності використання трубок із високим оребренням у конструкції газоохолоджувача турбогенератора великої потужності.

Подальшим напрямом дослідження стане використання отриманих за допомогою числової моделі результатів для оцінки можливості зміни конструкції газоохолоджувача з метою визначення оптимальних параметрів системи охолодження турбогенератора в цілому. Результати, отримані за допомогою аналітичної моделі, будуть зіставлені з даними тривимірного розрахунку з використанням моделі турбулентності k-ε для валідації та кількісної оцінки величини відхилення між даними тривимірного моделювання й аналітичними даними.

Література

1. Kerszenbaum I., Klempner G. Generator design and construction. In: Kerszenbaum, I. & Klempner, G. (eds). Handbook of Large Turbo-Generator Operation and Maintenance. 2018. Chapter 2. P. 53–168. <https://doi.org/10.1002/9781119390718.ch2>.
2. Miction M., Calverley S. D., Clark R. E., Howe D., Chambers J. D. A., Sykes P. A., Dickinson P. G., McClelland M., Johnstone G., Quinn R., Morris G. Modelling and testing of a turbo-generator system for exhaust gas energy recovery. Proceedings of 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (Arlington, TX, USA). 2007. P. 544–550. <https://doi.org/10.1109/VPPC.2007.4544184>.
3. Miction M., Calverley S. D., Clark R. E., Howe D., McClelland M., Sykes P. Switched reluctance turbo-generator for exhaust gas energy recovery. Proceedings of 12th International Power Electronics and Motion Control Conference (Portoroz, Slovenia). 2006. P. 1801–1807. <https://doi.org/10.1109/EPEPEMC.2006.4778667>.
4. ДСТУ EN 60034-6:2019 Машини електричні обертові. Частина 6. Методи охолодження (ІС-код) (EN 60034-6:1993, IDT; IEC 60034-6:1991, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2019. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=89126
5. Яйченя В. В. Автоматизація системи охолодження турбогенератора ТВФ-125-2У3: магістерська дис.: 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології / КПП ім. Ігоря Сікорського, Київ, 2018. 89 с. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/28999>.
6. ДСТУ IEC 60034-1:2016 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики EN 60034-1:2010; EN 60034-1:2010/AC:2010, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2018. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68104.
7. Минко А. Н. Оптимальная геометрия и массогабаритные параметры конструкции корпуса статора турбогенераторов с воздушной системой охлаждения. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. № 01 (95). С. 33–39. <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/10bab92d-75b0-44eb-9068-60e0b9427b73/content>.
8. Alexopoulos C., Aljolani O., Heberle F., Roumpedakis T. C., Brüggemann D., Karellas S. Design evaluation for a finned-tube CO₂ gas cooler in residential applications. Energies. 2020. Vol. 13. Iss. 10. Article 2428. <https://doi.org/10.3390/en13102428>.

9. Chai L., Tsamos K. M., Tassou S. A. Modelling and evaluation of the thermohydraulic performance of finned-tube supercritical carbon dioxide gas coolers. *Energies*. 2020. Vol. 13. Iss. 5. Article 1031. <https://doi.org/10.3390/en13051031>.
10. Zhang X., Ge Y., Sun J. CFD performance analysis of finned-tube CO₂ gas coolers with various inlet air flow patterns. *Energy and Built Environment*. 2020. Vol. 1. Iss. 3. P. 233–241. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.02.004>.
11. Wang S., He Y., Tuo H., Cao F., Xing Z. Effect of heat transfer area and refrigerant mass flux in a gas cooler on heating performance of air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system. *Energy and Buildings*. 2013. Vol. 67. P. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.078>.
12. Taher M., Evans B. F. (2020). Using a cubic polynomial temperature-entropy constant efficiency path for centrifugal compressor polytropic performance evaluation. <http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.2.23470.54083/1>.
13. Evans B. F., Hubble S. Centrifugal compressor performance: Making enlightened analysis decisions. Proceedings of the 46th Turbomachinery Symposium (Houston, TX, USA, 11–14 December 2017). 2017. 55 p. <https://core.ac.uk/reader/187128036>.
14. Khoshvaght-Aliabadi M., Ghodrati P., Rashidi M. M., Kang Y. T. Structural analysis and optimization of flat-tened tube gas cooler for transcritical CO₂ heat pump systems. *Energy*. 2024. Vol. 307. Article 132588. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132588>.
15. Кузьмин В. В., Шевченко В. В., Минко А. Н. Оптимизация массы и размеров элементов неактивной зоны турбогенераторов с воздушной системой охлаждения. *Вестник КрНУ имени Михаила Остроградского*. 2011. Вып. 6/2011 (71). Ч. 1. С. 100–104.
16. Hattori K., Ide K., Goto F., Semba A., Watanabe T. Sophisticated design of turbine generator with inner cooler ventilation system. *Hitachi Review*. 2002. Vol. 51. No. 5. P. 148–152.
17. Ge Y. T., Cropper R. T. Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Iss. 5–6. P. 957–965. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013>.
18. Zhang X., Ge Y. T. The effect of heat conduction through fins on the performance of finned-tube CO₂ supercritical gas coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 181. Article 121908. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121908>.
19. Jadhav N. P., Deshmukh S., Lele M. M. Numerical simulation of fin and tube gas cooler for transcritical CO₂ air conditioning system. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2012. Vol. 1. Iss. 10. 8 p.
20. Maiorino A., Aprea C., Del Duca M. G. A flexible top-down numerical modeling of an air-cooled finned-tube CO₂ trans-critical gas cooler. *Energies*. 2021. Vol. 14. Iss. 22. Article 7607. <https://doi.org/10.3390/en14227607>.
21. Chen Y., Lundqvist P. Analysis of supercritical carbon dioxide heat exchangers in cooling process. Proceedings of *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2006. Paper 765.
22. Anderson D., Tannehill J. C., Pletcher R. H., Munipalli R., Shankar V. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 4th Edition. CRC Press, 2020. 974 p. <https://doi.org/10.1201/9781351124027>.

Надійшла до редакції 25.06.2025