

УДК 621.313

doi: 10.32620/aktt.2026.1.06

О. М. МІНКО

*Національний аерокосмічний університет**«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна***ОРГАНІЗАЦІЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН
НА ОСНОВІ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ**

Предметом дослідження є процес організації та побудови систем охолодження енергетичних машин, які працюють на основі перетворення різних видів енергії, та входять до складу газотурбінних та паротурбінних енергетичних установок. Актуальність роботи обумовлена існуванням великої кількості способів охолодження, схем вентиляції та науково-технічних рішень реалізації відводу надлишкового тепла від енергетичної машини та при цьому не виконано систематизацію та узагальнення цих заходів саме для турбогенераторів паро- та газотурбінних енергетичних установок. Комплексне теоретичне дослідження та аналіз методів та відходів щодо організації системи охолодження дадуть змогу покращити тепловий стан енергетичної машини, подовжити строк її експлуатації та відняти конкурентоспроможність енергетичної установки загалом. Метою роботи є на основі систематизації та узагальнення науково-технічного досвіду розрахунку та побудови систем охолодження турбогенераторів сформулювати положення щодо ефективної організації відводу надлишкового тепла від енергетичної машини, на прикладі турбогенератора. В роботі розглянуто існуючі схеми (системи) вентиляції турбогенераторів в діапазоні потужності від 2,5 до 1200 МВт, складено узагальнюючу класифікацію систем охолодження, виконано огляд типів турбогенераторів в розрізі підходу охолодження та класу їх потужності. Okремо наведено математичні моделі наближеного розрахунку тепло-фізичних властивостей для вирішення практичних задач при інженерній розробці та конструюванні функціональних вузлів системи охолодження потужної енергетичної машини. Такі моделі доцільно використовувати при встановленні показників холодоагентів для вибору геометрії вентиляційного каналу, оцінки теплового стану на вході та виході із теплообмінного апарату, та наближеного визначення показників теплоносія при розрахунку геометрії вентилятора, який використовується для охолодження турбогенераторів. Наукова новизна полягає в отриманні рекомендацій про організацію ефективної системи охолодження (подано в висновках) турбогенераторів та в систематизації та узагальненні існуючих схем вентиляції сучасних енергетичних машин. Практичною цінністю роботи є наведені математичні вирази розрахунку робочих показників холодоагентів, які дозволяють достатньою мірою визначати тепловий стан турбогенератора.

Ключові слова: енергетична машина; система відводу надлишкової температури; турбогенератор; теплофізичні показники охолоджуючої середовища; теплообмінний пристрій; вентилятор.

Вступ

До складу комплексних енергетичних установок (ЕУ) на основі перетворення різних видів енергії, таких як паротурбінні та газотурбінні установки відносяться турбогенератори, головним призначенням яких є перетворення механічної енергії в електричну. Цей процес визначає електродинамічні, механічні та теплові показники та режими роботи енергетичної машини (ЕМ). І оскільки процес перетворення енергії супроводжується втратами енергії виникає необхідність в охолодженні найбільш нагрітих ділянок конструкції турбогенератора (ТГ). Як відомо ці ділянки – обмотки статора та ротора, осердя статора, та вкладка підшипника. Організація та побудова системи охолодження ТГ це достатньо трудомісткий та

складний процес, та потребує врахування різних параметрів конструкції (гідрравлічний перетин каналу охолодження, товщина електричної ізоляції, показники теплопровідності конструкційного матеріалу, тощо), параметрів середовища охолодження (теплоємність, теплопровідність, щільність теплоносія, тощо) та показників режиму роботи ТГ (величина напруги, щільність струму в обмотці, швидкість обертів на вентиляторі, тощо).

Серед джерел науково-технічної та науково-виробничої літератури виділяють класифікацію систем охолодження потужних ЕМ за характером дії: непряме охолодження, та безпосереднє охолодження [1]. Також використовується класифікація за типом теплоносія [2]: повітря, водень, вода, та класифікація за напрямком руху потоків [3]: однопоточні,



багатопоточні системи вентиляції. Питанням розробки та побудови системам охолодження ЕУ присвячено багато наукових робіт [4, 5].

Розв'язання загальних задач з інтенсифікації та оптимізації систем охолодження досліджено в [6, 7], де отримано деталізовані математичні моделі та підходи з моделювання та розрахунку систем відводу надлишкової температури від основних функціональних частин енергетичної машини.

Проте на теперішній час існує достатньо багато технічних рішень та підходів щодо реалізації систем охолодження сучасних ЕУ, та не виконано узагальнення та систематизацію накопиченого досвіду науково-технічного забезпечення цих досліджень.

1. Цілі та завдання

В результаті теоретичного дослідження та узагальнення підходів та моделей реалізації систем охолодження енергетичних машин побудувати організацію та систематизацію способів охолодження турбогенераторів, що входять до складу комплексної енергетичної установки. Для цього необхідно виконати наступні завдання:

- скласти узагальнюючу класифікацію систем охолодження ТГ;
- навести огляд типів ТГ в розрізі підходу охолодження та класу їх потужності;
- систематизувати існуючі системи (схеми) вентиляції ТГ;

скласти математичні моделі розрахунку теплофізичних властивостей холодоагентів, з метою практичного застосування при вирішенні інженерних задач з розробки та організації систем охолодження ТГ.

2. Матеріал та сутність дослідження

Розробка сучасної системи охолодження полягає, головним чином в визначенні функціональної схеми відводу надлишкового тепла з внутрішнього простору енергетичної машини. Основним середовищем охолодження потужних машин є повітряний та водневий холодоагент, а охолодження обмотки статора виконується повітрям, воднем та водою. Головним конструкційним елементом будь-якої системи охолодження турбогенераторів є: вентилятор (компресор) і теплообмінники (газо- або охолоджувачі повітря). Обидва вузли є складним та трудомістким елементом конструкції ТГ. Математично вони пов'язані термодинамічною величиною витрати охолоджувачого газу Q_{air} (m^3/c) і загальним перегрівом газу турбогенератора Δt ($^{\circ}C$).

В ТГ, що працює в номінальному режимі, за мінімальних витрат енергії на вентиляцію повинні бути

– допустиме значення перевищення температури активних елементів та охолоджуючого газу чи рідини;

– оптимальні умови тепловіддачі та мінімальний коефіцієнт нерівномірності місцевого перевищення температур;

– відповідність загального гідравлічного опору електричної машини, що визначає витрату середовища, що охолоджується, з напірними характеристиками нагнітальних пристроїв (одного, чи двох);

– герметичність турбогенератора, термодинамічна стійкість, тощо.

2.1. Узагальнена класифікація систем охолодження турбогенераторів

Системи охолодження ТГ диференціюються залежно від: застосовуваної схеми вентиляції, виду охолоджуючого середовища, способу охолодження активних елементів, кількості паралельних потоків, напрямку руху охолоджуваного газу (витяжна, нагнітальна). В узагальненому вигляді нами складено класифікацію сучасних систем охолодження потужних енергетичних машин (табл. 1) [9].

2.2. Огляд типів турбогенераторів за класом потужності та системою охолодження

Аналіз науково-технічної літератури [10, 11] дозволив зібрати марки ТГ за рівнем їх потужності та системою відводу надлишкового тепла. Безумовно, на появу де-яких марок ТГ мав вплив не лише спосіб охолодження, но і конструкторська думка того часу, так наприклад машини потужністю 100 – 300 МВт історично виготовлялись у Харкові (завод Електроважмаш), а ТГ потужність 500 – 1000 МВт трохи на схід від України (завод Електросила).

Турбогенератори з повітряною системою охолодження представлено чотирма серіями: Т, ТА, ТФ та ТЗФ. Вони охоплюють діапазон потужності від 15 до 350 МВт.

Марка Т – турбогенератори потужністю 2,5 – 12 МВт мають непряме повітряне охолодження активних частин, генератори потужністю від 20 МВт – безпосереднє повітряне охолодження обмотки ротора та непряме повітряне охолодження інших активних частин.

Марка ТА – турбогенератори потужність 35 – 160 МВт з непрямым охолодженням обмотки статора та ротора та безпосереднім повітряним охолодженням осердя.

Марка ТФ – турбогенератори з безпосереднім повітряним охолодженням обмотки ротора та осердя статора, з непрямым охолодженням обмотки статора.

Таблиця 1

Класифікація сучасних систем охолодження турбогенераторів

Вид охолодження активних частин ТГ	Спосіб охолодження активних частин:			Схеми вентиляції**			
	теплоносії	частина ТГ, що охолоджується*	схема охолодження	однопоточні		багатопоточні	
				А	АР	АР	Т
Непряме, і безпосереднє	Повітря	ОР	С поверхні	–	–	Н	–
		ОС	С поверхні	–	–	Н	–
		СС	Радіальні канали	–	–	Н	–
		ОР	С поверхні	–	–	Н	–
		ОС	С поверхні	–	–	Н	–
		СС	Аксіальні або радіальні канали	Н	Н/В	Н	В
		ОР	Діагональна з боковими каналами	–	–	Н	–
Безпосереднє	Водень	ОР	Аксіальні канали в обмотці	Н	Н	–	–
			Діагональна з боковими каналами	–	В	Н	–
			Діагональна з внутрішніми каналами	–	–	–	В
			Радіально-повздожна	–	–	Н	–
	ОС	Аксіальні канали між провідників	–	–	–	Н	
	Вода	ОР	Від зовнішніх джерел диску	–	–	–	Н
		ОС	Канали у порожніх витках стрижня	Н	Н/В	–	В
		СС	Канали між пакетами осердя статора	Н	–	–	–

* ОР – обмотка ротора; ОС – обмотка статора; СС – осердя статора.

** А – аксіальна вентиляція; АР – аксіально-радіальна вентиляція; Т – тангенційна вентиляція; Н – нагнітальна вентиляція; В – витяжна вентиляція.

Марка ТЗФ – турбогенератори з повітряним охолодженням за три-контурною схемою потоків.

Останні три серії поєднує форсована повітряна система охолодження (Ф – форсоване охолодження).

Турбогенератори з водневою системою охолодження складаються з п'ятьох серій: ТГВ, ТВФ, ТВВ, ТЗВ та ТВМ. Вони охоплюють діапазон потужності від 200 до 1200 МВт.

Марка ТГВ – турбогенератори даної серії (200 – 800 МВт) мають безпосереднє охолодження обмотки статора воднем або дистильованою водою, і безпосереднє охолодження воднем осердя статора та обмотки ротора (також є ТГ потужністю 500 МВт, у якого обмотка ротора охолоджується водою).

Марка ТВФ – турбогенератори потужністю 63 – 120 МВт мають безпосереднє охолодження обмотки ротора та осердя статора воднем та непряме водневе охолодження обмотки статора.

Марка ТВВ – турбогенератори потужністю 160 – 1200 МВт мають безпосереднє охолодження обмотки статора дистильованою водою, безпосереднє охолодження обмотки ротора воднем, зовнішньої поверхні ротора та осердя статора – воднем.

Марка ТЗВ – турбогенератори з повним водяним охолодженням потужністю 800 МВт, обмотки статора і ротора охолоджуються безпосередньо водою, активна сталь осердя статора охолоджується охолоджувачами, запресованими між пакетами, сталь ротора і повітря, що заповнює генератор, охолоджуються в основному демпферною обмоткою ротора, яка охолоджується водою.

Марка ТВМ – турбогенератори потужністю 300 і 500 МВт мають масляне охолодження обмотки та осердя статора та водяне охолодження ротора.

Турбогенератори серій ТЗВ і ТВМ вже давно не виготовляються, їх конструкція вважається морально та технічно застарілою.

2.3. Склад та опис існуючих систем вентиляції турбогенераторів

Опрацювання розрахунково-конструкторської документації підприємств-виробників ТГ дозволив виділити шість схем вентиляції, які успішно використовуються в сучасних ТГ вітчизняного та світового виробництва. Коротко дамо характеристику кожній з цих схем.

На рис. 1 зображена радіальна багатопоточна система вентиляції нагнітального типу. Циркуляція газу в генераторі забезпечується двома вентиляторами, які розташовані в торцевих частинах ротора. Кожен вентилятор створює у своїй половині статора замкнуту систему циркуляції охолоджуючого газу, який поділяється на три потоки:

1) основний газовий потік надходить від вентилятора та зовнішньої поверхні осердя в зону підвищеного тиску, попутно охолоджуючи лобові частини обмотки, потім він охолоджує активну сталь статора, проходячи по радіальних каналах осердя у бік зазору, де переміщаючись в осьовому напрямку до сусіднього відсіку осердя, з'єднаного з камерою гарячого газу, надходить до неї через канали осердя і далі, охолодившись у газоохолоджувачах, прямує до зони розрядження перед вентилятором.

2) другий газовий потік надходить від вентилятора відразу у повітряний зазор між статором і ротором і далі через радіальні канали в камеру гарячого газу статора, де з'єднується з основним потоком.

3) третя, менша частина, газового потоку надходить від вентилятора під бандажні обмотки ротора, звідки потрапляє в обмотку по поздовжніх каналах в лобові частини обмотки ротора і далі, надійшовши в зазор між статором та ротором, з'єднується з другим потоком.

Газ охолоджується в горизонтальних охолоджувачах, зазвичай їх 4 – 6 штук, залежно від потужності ЕМ. До недоліків цієї схеми охолодження відноситься вибір тракту, третього потоку газу, переміщаючись від вентилятора під кільця бандажні ротора. Цей потік змушений долати значний протитиск закрученого газу, перед входом у канали центруючого кільця ротора, що обмежує витрату газу через лобові частини обмотки і призводить до перевищення їхньої температури.

На рис. 2 показано радіальну однопоточна витяжна система вентиляції, симетрична, щодо поперечної вісі машини, при якій вентилятори, розташовані по торцях ротора, забирають газ із зазору і нагнітають його через газоохолоджувачі в простір над осердям статора, та в радіальні канали осердя. Частина холодного газу відокремлюється для охолодження лобових частин обмотки ротора та статора. Пазова частина обмотки ротора охолоджується за рахунок вентиляційної дії забірників і дефлекторів, що проганяють газ діагональними каналами на бічних стінках обмотки. Обмотка статора цих машин охолоджується дистиллятом, подача та злив якого здійснюються через головки стрижнів обмотки з боку турбіни, де розташовані збірні кільцеві – напірний та зливний колектори.

Застосування даної схеми вентиляції забезпечує порівняно рівномірний розподіл температури по довжині машини, так як при витяжній схемі розподіл газу у вентиляційних каналах по довжині осердя статора відповідає розподілу теплових втрат з точки зору рівномірності нагрівання осердя статора.

На рис. 3 наведено приклад радіальної однопоточної системи вентиляції що нагнітає, в якій циркуляція газу здійснюється двома осьовими вентиляторами, розташованими в торцевих частинах осердя ротора.

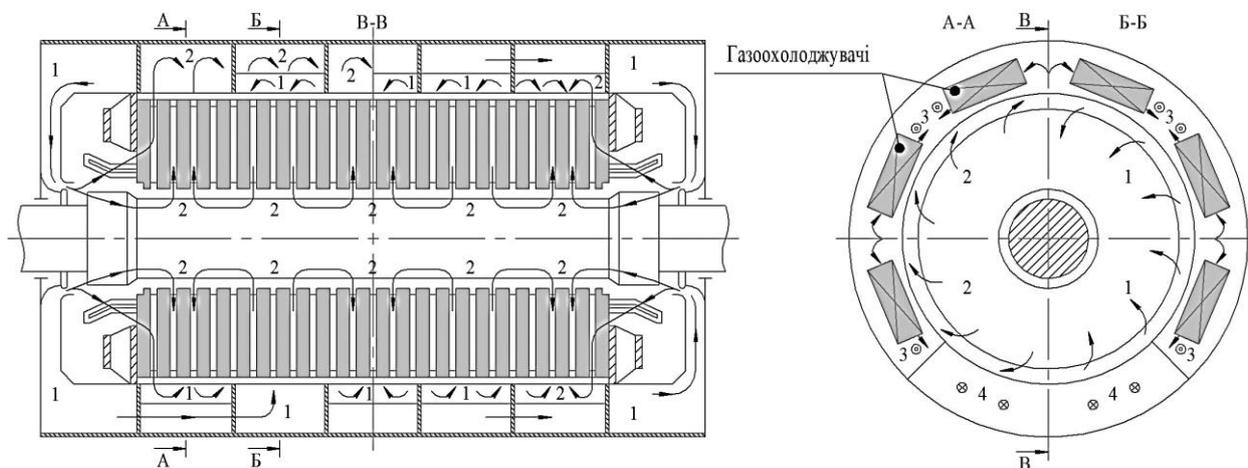


Рис. 1. Радіальна багатопоточна система вентиляції нагнітального типу:
1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

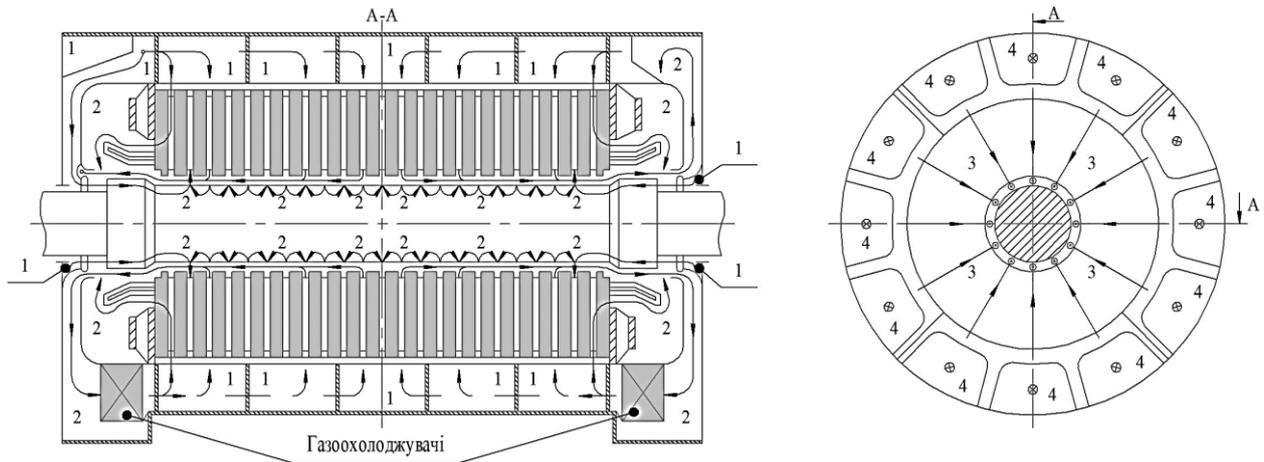


Рис. 2. Радіальна однопоточна система вентиляції витяжного типу:
1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

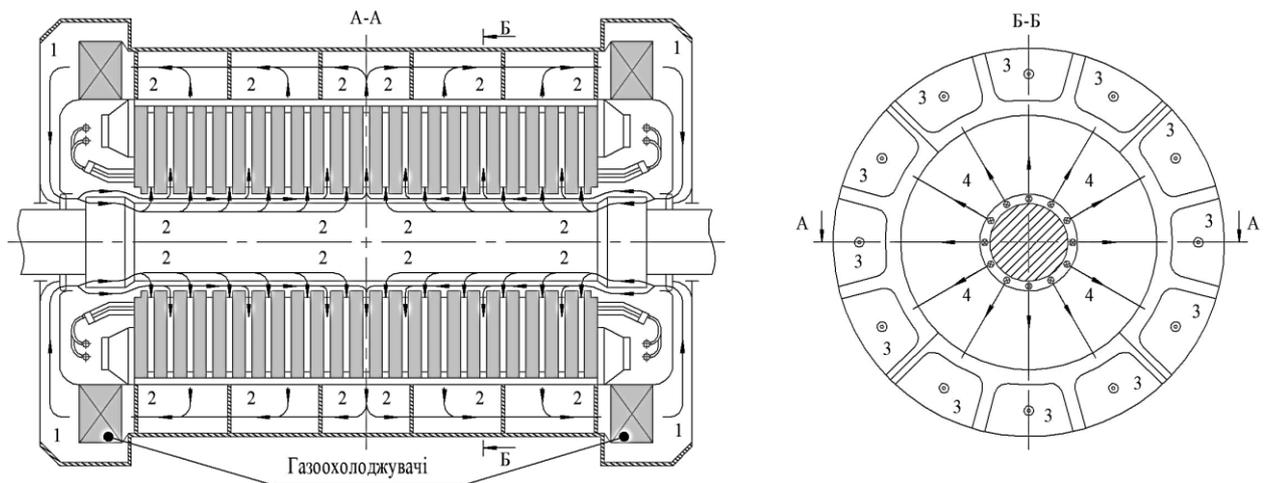


Рис. 3. Радіальна однопоточна система вентиляції нагнітального типу:
1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

Охолодження газу відбувається в чотирьох вертикальних газоохолоджувачах, розташованих попарно в торцевих частинах корпусу статора. Обмотки ротора та статора – охолоджуються дистиллятом.

На рисунку 4 зображена тангенціальна система вентиляції, вона особлива тим, що холодний газ від двох симетрично розташованих вентиляторів надходить через вхідні відсіки з боку осердя статора та радіальних каналів в зазор між ротором і статором, де, переміщаючись в тангенціальному напрямку в бік обертання ротора, що проходить через радіальні канали активної сталі у вихідні відсіки статора і далі, після газоохолоджувача на вхід до вентиляторів. Як і в аксіально-радіальних багатопоточних схемах вентиляції швидкість газу в вентиляційних радіальних каналах осердя статора в тангенціальній системі приблизно вдвічі вище порівняно з однопоточними витя-

жними або нагнітальними системами при використанні рівноцінних вентиляторів. У той же час, конструкція корпусу статора ТГ при тангенціальній схемі охолодження значно простіше в порівнянні з аксіально-радіальною схемою за рахунок меншої кількості вентиляційних відсіків.

Тангенціальна система вентиляції ефективніша порівняно з раніше описаними системами при забезпеченні стійкої циркуляції газу в умовах зустрічної дії головних вентиляторів і потоку газу в зазорі, що закручується.

На рисунку 5 показана двопоточна радіально-аксіальна система вентиляції від вентилятора та високонапірного компресора. Обмотка статора має безпосереднє охолодження газом з входом з боку контактних кілець і виходом з боку турбіни. Ротор охолоджується газом, який подається у внутрішні канали

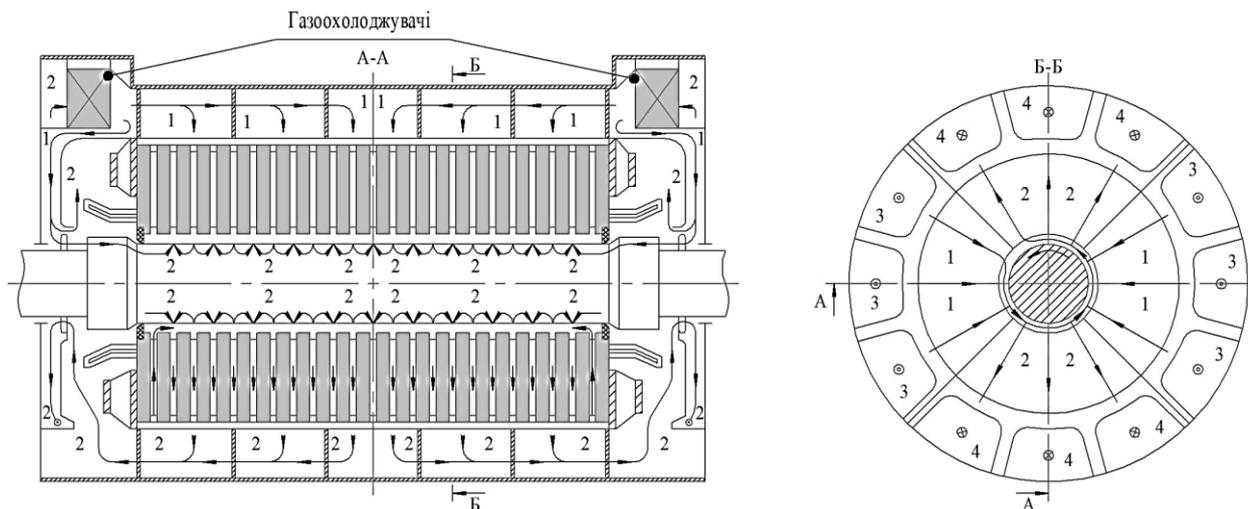


Рис. 4. Тангенціальна система вентиляції:

1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

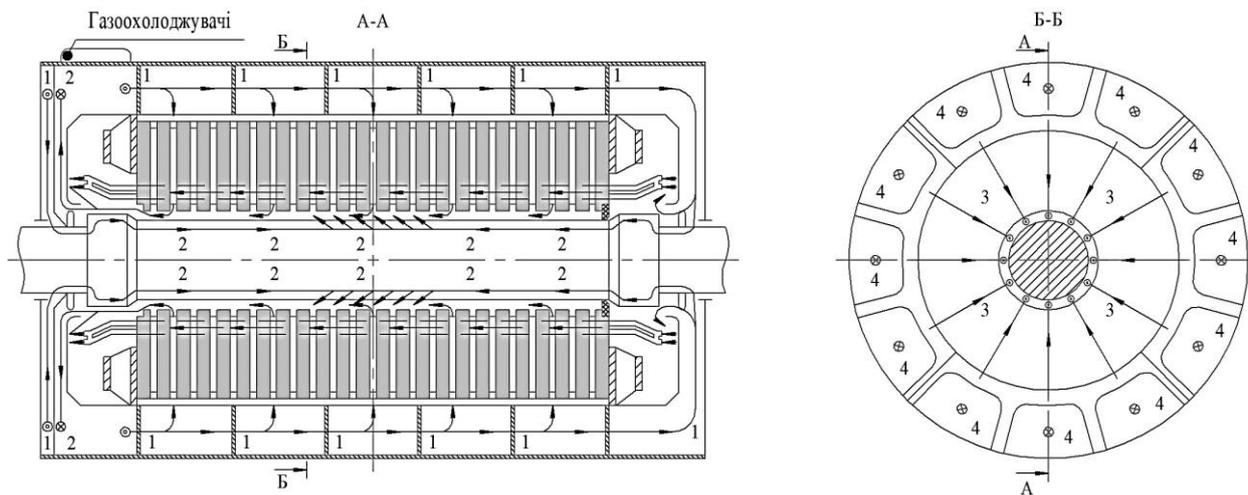


Рис. 5. Багатопоточна радіально-аксіальна система вентиляції:

1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

провідників з боку лобових частин і виходить у середині ротора. Циркуляція холодоагенту забезпечується потужним відцентровим компресором, що створює необхідний тиск газу, сам компресор розташований з боку контактних кілець.

Осердя статора охолоджується газом, який нагнітається компресором у простір між внутрішнім та зовнішнім корпусами електричної машини. У внутрішньому корпусі є круглі отвори, за допомогою яких газ надходить у радіальні канали осердя і виходить у зазор. Оскільки під час руху вздовж турбогенератора тиск газу знижується, діаметр отворів – збільшується, щоб забезпечити рівномірну витрату газу через всі канали осердя. Від зазору нагрітий газ забирається вентилятором, який розташований з боку турбіни. Охолоджується газ у двох охолоджувачах, що розташовано вертикально, з боку турбіни.

Заключною системою вентиляції, яку ми розглянемо, є аксіальна система (рис. 6). Обмотка статора охолоджується аналогічно до радіально-аксіальної системи (див. рис. 5). Ротор виконаний таким чином, що лобові та пазові частини охолоджуються розділними потоками газу. Циркуляція газу забезпечується, як і в радіально-аксіальній системі, потужним відцентровим компресором, який розташований із боку контактних кілець. Система охолодження осердя статора – аксіальна. Газ нагнітається компресором у канали круглого перерізу, що отримуються штамповкою у сегментах осердя статора, і розташовані в масивній частині осердя та зубцях. Газ охолоджується у трьох газоохолоджувачах, розташованих у коробі, який у свою чергу приєднано до нижньої частини корпусу турбогенератора з боку турбіни.

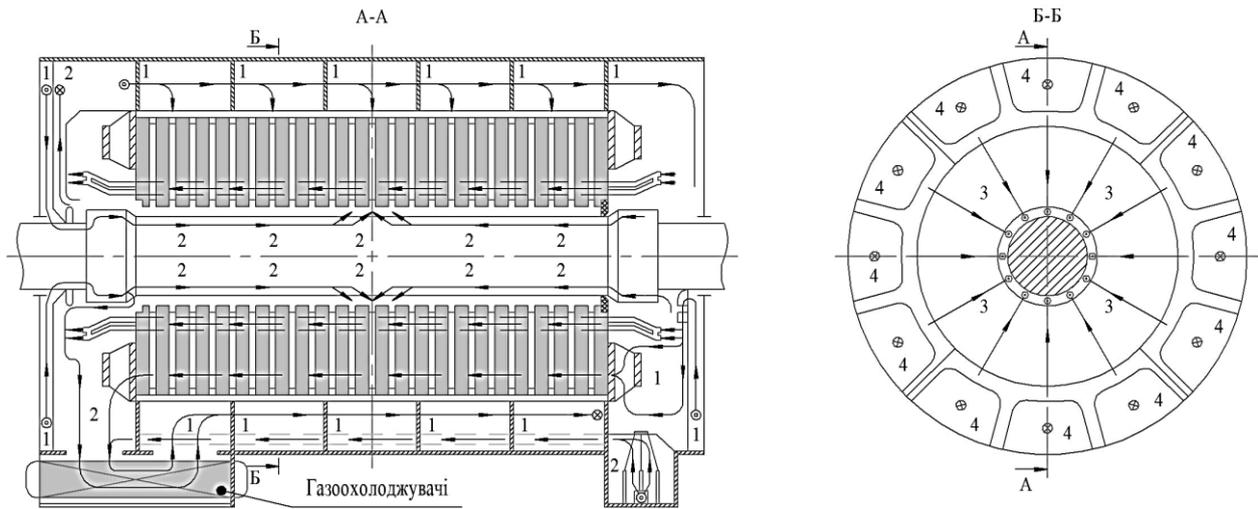


Рис. 6. Аксиальна система вентиляції:
1 – холодний газ; 2 – гарячий газ; 3 – газ що підходить, 4 – газ що відходить

Вибір системи охолодження у кожному окремому випадку доцільно виконувати із вимог технічного завдання та мінімізації ресурсу, який необхідно витратити на реалізацію обраної системи охолодження.

2.4. Математичні моделі розрахунку теплофізичних властивостей холодоагентів

Складання математичних моделей теплофізичних властивостей холодоагентів обмежимо повітрям, воднем, водою. Основним показником середи охолодження є її об'ємна витрата (в м³/с або л/с). Витрата охолоджуючої середи визначається за умови підтримки температури активних елементів ТГ у допустимих межах. Як правило, граничною межею допустимих температур служить значення допустимої величини температури класу нагрівальності електричної ізоляції стрижнів обмотки статора та ротора, показники якої обмежуються відповідно до ГОСТ 8865-93 (МЭК 85-84).

Для робочого проектування доцільно використовувати формули наближеного розрахунку теплофізичних властивостей, які мають практичне значення для вирішення інженерних задач проектування. Нижче наведемо основні математичні моделі наближеного розрахунку [12]:

а) для повітря

Щільність теплоносія, кг/м³:

$$\rho_a = 1,2928 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_a); \quad (1)$$

Коефіцієнт об'ємного розширення, о.е.:

$$\beta_a = \frac{1}{273 + T_a}; \quad (2)$$

Кінематична в'язкість, м²/с:

$$\nu_a = \frac{17,08 \cdot 10^{-6}}{\rho_a} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_a}} \cdot \frac{1,391}{1 + 106,8 \cdot \beta_a}; \quad (3)$$

Питома теплопровідність, Вт/м·°С:

$$\lambda_a = 0,02442 \cdot e^{0,00272 \cdot T_a}; \quad (4)$$

Питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К):

$$C_a = 1002,8 + 0,07 \cdot T_a; \quad (5)$$

б) для водню

Щільність теплоносія, кг/м³:

$$\rho_h = 0,08987 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_h); \quad (6)$$

Коефіцієнт об'ємного розширення, о.е.:

$$\beta_h = \frac{1}{273 + T_h}; \quad (7)$$

Кінематична в'язкість, м²/с:

$$\nu_h = \frac{8,4 \cdot 10^{-6}}{\rho_h} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_h}} \cdot \frac{1,267}{1 + 73 \cdot \beta_h}; \quad (8)$$

Питома теплопровідність, Вт/м·°С:

$$\lambda_h = 0,174 \cdot (1 + 0,0024 \cdot T_h); \quad (9)$$

Питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К):

$$C_h = 14179 + 2,62 \cdot T_h; \quad (10)$$

в) для води

Щільність теплоносія, кг/м³:

$$\rho_w = 1000 \cdot e^{(4-T_w) \cdot 0,00041}; \quad (11)$$

Коефіцієнт об'ємного розширення, о.е.:

$$\beta_w = 3,21 \cdot 10^{-4} \cdot [1 + 0,01942 \cdot (T_w - 30)]; \quad (12)$$

Кінематична в'язкість, м²/с:

$$\nu_w = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot T_w + 0,00021 \cdot T_w^2}; \quad (13)$$

Питома теплопровідність, Вт/м·°С:

$$\lambda_w = 0,5513 \cdot (1 + 0,0026 \cdot T_w); \quad (14)$$

Питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К):

$$C_w = 4178 \cdot e^{-0,00014 \cdot (35-T_w)}; \quad (15)$$

В формулах вище зазначено: Н – тиск середі охолодження, Па; Т – середня температура теплоносія, °С.

3. Висновки

При організації систем охолодження ЕМ в загально світовій практиці використовують наступні положення:

В ЕМ з непрямым охолодженням обмоток статора і ротора при використанні повітряного середовища охолодження величина підігріву температури в стаціонарному режимі роботи машини знаходиться в діапазоні 25...30 °С., при цьому необхідно враховувати підігрів повітря в зоні вентилятора, що становить 3...6 °С (при використанні витяжної системи вентиляції – підігрів на вентиляторі виключається); при використанні водневого середовища охолодження, (з надлишковим тиском) величина підігріву температури може бути прийнята 20...25 °С.

В ЕМ з непрямым охолодженням обмотки статора і безпосереднім охолодженням обмотки ротора охолоджуючим агентом є водень (при надмірному тиску 0,3 МПа) і рекомендована величина загального підігріву водню становить 15...20 °С, при цьому підігрів в обмотці ротора становить 30...50 °С. Інтенсифікація охолодження, в цьому випадку, може бути здійснена підвищенням надлишкового тиску водню.

В ЕМ з безпосереднім охолодженням обмотки ротора воднем та безпосереднім охолодженням обмотки статора дистильованою водою загальний підігрів водню становить 15...20 °С, а підігрів води в обмотці статора коливається в діапазоні 15...30 °С.

Фінансування

Це дослідження було проведено без фінансової підтримки.

Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних.

Використання штучного інтелекту

Автор підтверджує, що не використовував методи штучного інтелекту під час створення представленої роботи.

Автор прочитав та погодився з опублікованою версією цього рукопису.

Література

1. Canders, W.-R. *Cooling Technologies for High Power Density Electrical Machines for Aviation Applications [Text]* / W.-R. Canders, J. Hoffmann, & M. Henke // *Energies*. – 2019. – No. 12, iss. 23. – Article no. 4579. DOI: 10.3390/en12234579.
2. Пузир, В. Г. Вплив системи охолодження на енергетичні показники тягового генератора [Текст] / В. Г. Пузир, О. М. Обозний, & А. С. Залата // *Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті*. – 2023. – № 4. – С. 86 – 89. DOI: 10.18664/iksz.v28i4.296406.
3. Лавренченко, Г. К. Аналіз результатів з'єднання термодинамічних циклів пароконденсаторних холодильних машин [Текст] / Г. К. Лавренченко, М. Б. Кравченко, & Б. Г. Грудка // *Refrigeration Engineering and Technology*. – 2020. – №55(5-6). – С. 246 – 254. DOI: 10.15673/ret.v55i5-6.1657.
4. *Direct liquid cooling method verified with an axial-flux permanent-magnet traction machine prototype [Text]* / P. Lindh, I. Petrov, A. Jaatinen-Värri, A. Grönman, M. Martinez-Iturralde, M. Satriútegui, & J. Pyrhönen // *IEEE Trans Industr Electron*. – 2017. – Vol. 64, iss. 8. – P. 6086 – 6095. DOI: 10.1109/TIE.2017.2681975.
5. Wohlers, C. *Design and direct liquid cooling of tooth-coil windings [Text]* / C. Wohlers, P. Juris, &

S. Kabelac // *Electrical Engineering*. 2018. – No. 100. – 2018. – P. 2299 – 2308. DOI: 10.1007/s00202-018-0704-x.

6. Enhancement of electric motor thermal management through axial cooling methods: A materials approach [Text] / C. Rhebergen, B. Bilgin, A. Emadi, E. Rowan, & J. Lo // *2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. – Montreal QC, Canada, 2015. – P. 5682 – 5688. DOI: 10.1109/ECCE.2015.7310458.

7. Advanced Cooling Methods for High-Speed Electrical Machines [Text] / A. Tüysüz, F. Meyer, M. Steichen, C. Zwyssig, & J. W. Kolar // *IEEE Transactions on Industry Applications*. – 2017. – Vol. 53, no. 3. – P. 2077 – 2087. DOI: 10.1109/TIA.2017.2672921.

8. Brecher C. *Energy Efficient Cooling Systems for Machine Tools*. [Text] / C. Brecher, S. Bäuml, D. Jasper, J. Triebs // *Leveraging Technology for a Sustainable World*. – Springer : Berlin, 2012. DOI: 10.1007/978-3-642-29069-5_41.

9. Створення нових типів та модернізація діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій [Текст] / Ю. В. Зозулін та ін.; ПФ «Колегіум». – Харків, 2011. – 228 с.

10. Advancements and Future Prospects of Energy Harvesting Technology in Power Systems [Text] / H. Du, J. Lu, W. Zhang, G. Yang, W. Zhang, Z. Xu, H. Wang, K. Dai, & L. Gao // *Micromachines*. – 2025. – Vol. 16, iss. 8. – Article no. 964. DOI: 10.3390/mi16080964.

11. Volkov, V. A. Refined calculation of energy modes of a frequency-regulated induction motor. [Text] / V. A. Volkov, & N. L. Antonov // *Electrical Engineering & Electromechanics*. – 2025. – No. 5. – P. 3 – 13. DOI: 10.20998/2074-272X.2024.5.01.

12. Comparative Analysis of Energy Storage Methods for Energy Systems and Complexes [Text] / N. Rogalev, A. Rogalev, V. Kindra, V. Naumov, & I. Maksimov // *Energies*. – 2022. – Vol. 15, iss. 24. – Article no. 9541. DOI: 10.3390/en15249541.

References

1. Canders, W.-R., Hoffmann, J., & Henke, M. Cooling technologies for high power density electrical machines for aviation applications. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 23, article no. 4579. DOI: 10.3390/en12234579.

2. Puzir, V. H., Oboznyi, O. M., & Zalata, A. S. Vplyv systemy okholodzhennia na enerhetychni pokaznyky tiahovoho heneratora [Influence of the cooling system on the energy performance of a traction generator]. *Informatsiino-keruiuchi systemy na zaliznychnomu transporti – Information and control systems in railway transport*, 2023, no. 28(4), pp. 86-89. DOI: 10.18664/ikszt.v28i4.296406. (In Ukrainian).

3. Lavrenchenko, H. K., Kravchenko, M. B., & Grudka, B. H. Analiz rezultativ z'iednannia termodynamichnykh tsykliv parokompriornykh kholodynykh

mashyn [Analysis of the results of combining thermodynamic cycles of vapor-compression refrigeration machines]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2020, vol. 55, iss. 5 - 6, pp. 246 – 254. DOI: 10.15673/ret.v55i5-6.1657. (In Ukrainian).

4. Lindh, P., Petrov, I., Jaatinen-Värri, A., Grönman, A., Martinez-Iturralde, M., Satrustegui, M., & Pyrhönen, J. Direct liquid cooling method verified with an axial-flux permanent-magnet traction machine prototype. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, vol. 64, iss. 8, pp. 6086-6095. DOI: 10.1109/TIE.2017.2681975.

5. Wohlers, C., Juris, P., & Kabelac, S. Design and direct liquid cooling of tooth-coil windings. *Electrical Engineering*, 2018, vol. 100, pp. 2299-2308. DOI: 10.1007/s00202-018-0704-x.

6. Rhebergen, C., Bilgin, B., Emadi, A., Rowan, E., & Lo, J. Enhancement of electric motor thermal management through axial cooling methods: A materials approach. *2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2015, pp. 5682-5688. DOI: 10.1109/ECCE.2015.7310458.

7. Tüysüz, A., Meyer, F., Steichen, M., Zwyssig, C., & Kolar, J. W. Advanced cooling methods for high-speed electrical machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2017, vol. 53, iss. 3, pp. 2077-2087. DOI: 10.1109/TIA.2017.2672921.

8. Brecher, C., Bäuml, S., Jasper, D., & Triebs, J. *Energy efficient cooling systems for machine tools*. In D. Dornfeld & B. Linke, *Leveraging technology for a sustainable world*. Springer, 2012, DOI: 10.1007/978-3-642-29069-5_41.

9. Zozulin, Yu. V., Antonov, O. Ye., Bychik, A. M., Borychevskiy, A. M., Kobzar, K. O., Livshyts, O. L., & et al. Stvorennia novykh typiv ta modernizatsiia diiuykh turbogeneratoriv dlia teplovykh elektrychnykh stantsii [Creation of new types and modernization of existing turbogenerators for thermal power plants]. *Kharkiv, PF «Kolehium» – Kharkiv, PF «Kolehium»*, 2011. 228 p. (In Ukrainian)

10. Du, H., Lu, J., Zhang, W., Yang, G., Zhang, W., Xu, Z., Wang, H., Dai, K., & Gao, L. Advancements and future prospects of energy harvesting technology in power systems. *Micromachines*, 2025, vol. 16, iss. 8, article no. 964. DOI: 10.3390/mi16080964.

11. Volkov, V. A., & Antonov, N. L. Refined calculation of energy modes of a frequency-regulated induction motor. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 2024, no. 5, pp. 3-13. DOI: 10.20998/2074-272X.2024.5.01.

12. Rogalev, N., Rogalev, A., Kindra, V., Naumov, V., & Maksimov, I. Comparative analysis of energy storage methods for energy systems and complexes. *Energies*, 2022, vol. 15, iss. 24, article no. 9541. DOI: 10.3390/en15249541.

Received 10.12.2025, Received in revised form 05.01.2026

Accepted date 15.01.2026, Published date 22.01.2026

ORGANIZATION OF COOLING SYSTEMS FOR POWER MACHINES BASED ON ENERGY CONVERSION

Oleksandr Minko

The subject of the study is the process of organizing and designing cooling systems for power machines that operate on the basis of the conversion of various types of energy and are part of gas turbine and steam turbine power plants. The relevance of the work is attributed to the existence of a large number of cooling methods, ventilation schemes, and scientific and technical solutions for removing excess heat from a power machine, yet, the systematization and generalization of these approaches have not been carried out specifically for turbogenerators of steam and gas turbine power plants. A comprehensive theoretical study and analysis of methods and approaches to organizing the cooling system will allow improvements in the thermal state of the power machine, extending its service life and increasing the competitiveness of the power plant as a whole. The purpose of the work is to formulate guidelines for the effective organization of excess heat removal from a power machine, using the example of a turbogenerator, based on the systematization and generalization of scientific and technical experience in designing and constructing turbogenerator cooling systems. The paper considers existing ventilation schemes for turbogenerators in the power range of 2.5 to 1200 MW, presents a general classification of cooling systems, and reviews turbogenerators types in terms of cooling methods and their power class. Additionally, mathematical models for the approximate calculation of thermo-physical properties are provided for solving practical problems in the engineering development and design of cooling system functional units for high-power machines. These models are recommended for determining coolant parameters when selecting ventilation duct geometry, assessing the thermal state at the inlet and outlet of the heat exchanger, and approximating coolant characteristics when calculating the geometry of the turbogenerators cooling fan. The scientific novelty lies in the formulation of recommendations for organizing effective turbogenerator cooling system and in the systematization and generalization of existing ventilation schemes for modern power machines. The practical value of the work lies in the provided mathematical expressions for calculating coolant operating parameters, which enable the accurate determination of the turbogenerator thermal state.

Keywords: power machine; excess temperature removal system; turbogenerator; thermophysical parameters of the cooling medium; heat exchanger; fan.

Мінко Олександр Миколайович – канд. техн. наук, старший дослідник, начальник науково-дослідної частини, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна,

Oleksandr Minko – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Head of the Research Department, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: dr.alexandr.minko@gmail.com; ORCID: 0000-0003-3206-0131.