

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
Кафедра прикладної фізики**

«На правах рукопису»

УДК 536.242

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій МОНАСТИРСЬКИЙ
“ ____ ” _____ 2023 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-науковою програмою «Прикладна фізика»
зі спеціальності 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»
на тему: «Цикл Майсоценко і нові енергетичні технології»**

Виконав здобувач(ка) ступеня магістра II курсу, групи ФФ-11мн

_____ Бухонюк Злата Андріївна _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник проф. каф. ПФ, акад. НАНУ, д-р т.н. _____

_____ Халатов Артем Артемович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Консультант з Розділу 2.2

«Охолодження повітря (охолоджувача) після компресора в енергетичній газовій турбіні потужністю 25 МВт»:

_____ Ст. наук. спів., к. т. н. Борисов Ігор Іванович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Рецензент д-р філософії з теплоенергетики Ступак Олег Станіславович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Здобувач ступеня магістра _____
(підпис)

Київ – 2023 року

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
Кафедра прикладної фізики**

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Спеціальність – 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»
Освітньо-наукова програма «Прикладна фізика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Геннадій МОНАСТИРСЬКИЙ
(підпис)
« ____ » _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію здобувачу ступеня магістра**

_____ Бухонок Злата Андріївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Цикл Майсоценко і нові енергетичні технології»

науковий керівник дисертації Халатов Артем Артемович,
проф. каф. ПФ, акад. НАНУ, д-р т.н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «11» квітня 2023 р. № 1482-с

2. Термін подання здобувачем дисертації _____ 2023 р.

3. Об'єкт дослідження Процеси конвективного теплообміну при охолодженні
сонячних генераторів електричної енергії з використанням повітря охолодженого
по циклу Майсоценко та процес охолодження стиснутого повітря-охолоджувача
після компресора у теплообміннику для подачі на передню кромку лопатки газової
турбіни

4. Предмет дослідження є Основні фактори, які визначають ефективність
охолодження сонячних генераторів електричної енергії з використанням
повітря охолодженого по циклу Майсоценко та ефект підвищення ефективності
енергетичної газової турбіни за рахунок охолодження передньої кромки лопаток
газової турбіни

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Проаналізувати енергетичні технології на основі циклу Майсоценко, розробити, розрахувати і проаналізувати: схему охолодження сонячних панелей із використання апарату Майсоценко і схему охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора для подачу на передню кромку лопаток енергетичної ГТУ

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу 18 слайдів презентації

7. Орієнтовний перелік публікацій X Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» ТНТУ ім. Івана Пулюя (2021 рік), конкурс НАН України для молодих учених і студентів вищих навчальних закладів (2021), XX Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (2022 рік), XXI Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (2023 рік).

8. Дата видачі завдання 21.09.2021

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
	Видача індивідуального завдання	21.09.2021	Виконано
	Огляд теоретичних основ циклу Майсоценко	18.10.2021	Виконано
	Підготовка доповіді та презентації на конференцію	21.10.2021	Виконано
	Доповідь на X Міжнародній науково-технічній конференції ТНТУ ім. Івана Пулюя	24.11.2021	Виконано
	Подача роботи на Премію НАН України	18.12.2021	Виконано
	Огляд практичного використання М-циклу	17.03.2022	Виконано
	Аналіз серійних тепломасообмінних апаратів по М-циклу	12.04.2022	Виконано
	Розробка нової схеми охолодження сонячних панелей	01.05.2022	Виконано
	Подача заявки на патент «Система охолодження сонячних панелей»	31.05.2022	Виконано
	Підготовка доповіді та презентації на конференцію	05.06.2022	Виконано
	Доповідь на XX Всеукраїнській конференції НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»	15.06.2022	Виконано
	Новий тепломасообмінний апарат по М-циклу (розробка ІТТФ НАНУ) – огляд	18.09.2022	Виконано

	Постановка цілі схеми охолодження повітря-охолоджувача в ГТУ	15.10.2022	Виконано
	Розробка схеми охолодження повітря-охолоджувача у ГТУ	19.11.2022	Виконано
	Розрахунок теплообмінника	21.12.2022	Виконано
	Вибір апарату Майсоценко	15.02.2023	Виконано
	Розрахунок необхідної кількості сонячних панелей	24.03.2023	Виконано
	Розрахунок втрат тиску	09.04.2023	Виконано
	Розрахунок економічного ефекту	26.04.2023	Виконано
	Підготовка доповіді та презентації на конференцію	03.05.2023	Виконано
	Доповідь на XXI Всеукраїнській конференції НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»	13.05.2023	Виконано
	Попередній захист МД	15.05.2023	Виконано
	Нормоконтроль та перевірка на плагіат	19.05.2023	Виконано
	Захист МД	23.05.2023	Виконано

Здобувач ступеня магістра

(підпис)

Злата Бухонюк
(власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Науковий керівник

(підпис)

Артем Халатов
(власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка магістерської дисертації за обсягом становить: 74 сторінок основного тексту, 39 рисунків та 10 таблиць. Використано 26 бібліографічних джерел.

Актуальність роботи полягає у затребуваності охолодження сонячних генераторів електричної енергії задля ефективного використання і продовження їх терміну дії та необхідності охолодження лопаток газової турбіни для підвищення її ефективності за рахунок збільшення температури потоку газу.

Метою роботи є розробка, аналіз і визначення можливості практичного використання двох новітніх енергетичних технологій на основі циклу Майсоценко: самоохолоджуваного сонячного генератора електричної енергії високої ефективності і охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора для подачі на передню кромку лопаток енергетичної ГТУ. Завданням роботи є аналіз існуючих енергетичних технологій на основі циклу Майсоценко, розробка і аналіз нової схеми охолодження сонячних генераторів електроенергії з використанням обох потоків повітря отриманих по М-циклу, розробка і аналіз схеми охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора для подачі на передню кромку лопаток енергетичної ГТУ.

Об'єктом дослідження є процеси конвективного теплообміну при охолодженні сонячних генераторів електричної енергії з використанням повітря охолодженого по циклу Майсоценко та процес охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора у теплообміннику для подачі на передню кромку лопатки газової турбіни.

Предметом дослідження є основні фактори, які визначають ефективність охолодження сонячних генераторів електричної енергії з використанням повітря охолодженого по циклу Майсоценко та ефект підвищення ефективності

енергетичної газової турбіни за рахунок охолодження передньої кромки лопаток газової турбіни.

Новизна полягає у розробці: ефективної схеми охолодження сонячних генераторів електричної енергії з використанням обох потоків повітря отриманих по циклу Майсоценко та економічної схеми охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора у теплообміннику для подачі на передню кромку лопатки газової турбіни з використанням холодного повітря з апарату Майсоценко, що працює за рахунок сонячних генераторів електричної енергії.

Результати дослідження можуть бути використані на практиці проектування систем охолодження сонячних панелей і системі охолодження передньої кромки лопаток енергетичних газових турбін.

На енергетичну технологію «Система охолодження сонячної панелі» подана заявка на винахід № а202201812 від 31/05/2022. На енергетичну технологію «Охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора для подачі на передню кромку лопатки газової турбіни» оформлюється заявка на винахід.

Робота із схемою охолодження сонячних панелей із використанням лише холодного повітря докладалась на Х Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» ТНТУ ім. Івана Пулюя у листопаді 2021 року та тези роботи опубліковано у збірнику робіт конференції. Робота докладалась на XX Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2022 році (вперше представлена нова схема охолодження сонячних генераторів електричної енергії) та на XXI Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2023 році і опубліковані у збірнику робіт конференції.

Робота «Застосування циклу Майсоценко при термостабілізації сонячно-панельних генераторів електричної енергії» подана на конкурс НАН України для молодих учених і студентів вищих навчальних закладів (2021 рік) та нагороджена грамотою у 2022 році.

Ключові слова: *цикл Майсоценко, охолодження сонячних панелей, охолодження повітря в ГТУ, теплообмінний апарат*

SUMMARY

The explanatory note of the master's thesis consists of: 74 pages of the main text, 39 figures and 10 tables. 26 bibliographic sources are used.

The relevance of the work lies in the demand for cooling of solar generators of electrical energy for effective use and extension of their validity period and the need for cooling of gas turbine blades to increase its efficiency by increasing the temperature of the gas flow.

The purpose of the work is to develop, analyze and determine the possibility of practical use of two latest energy technologies based on the Maisotsenko cycle: a self-cooled high-efficiency solar generator of electrical energy and cooling of the compressed air-cooler after the compressor for supply to the leading edge of the blades of the power turbine. The task of the work is the analysis of existing energy technologies based on the Maisotsenko cycle, the development and analysis of a new cooling scheme for solar electricity generators using both air flows obtained by the M-cycle, the development and analysis of the cooling scheme of the compressed air-cooler after the compressor for supply to the leading edge of the blades of the power gas turbine.

The object of the study is the processes of convective heat exchange during the cooling of solar generators of electric energy using air cooled by the Maisotsenko cycle and the process of cooling the compressed air-cooler after the compressor in the heat exchanger for supply to the leading edge of the gas turbine blade.

The subject of the research is the main factors that determine the efficiency of cooling solar generators of electrical energy using air cooled by the Maisotsenko cycle and the effect of increasing the efficiency of the power gas turbine due to cooling the leading edge of the gas turbine blades.

The novelty consists in the development of: an efficient scheme for cooling solar generators of electric energy using both air flows obtained by the Maisotsenko cycle and an economic scheme for cooling the compressed air-cooler after the compressor in the heat exchanger for supply to the leading edge of the gas turbine blade using cold air from the Maisotsenko apparatus, which operates due to solar generators of electrical energy.

The results of the research can be used in the practice of designing solar panel cooling systems and the cooling system of the leading edge of power gas turbine blades.

An application for invention No. a202201812 dated 05/31/2022 has been submitted for the energy technology "Solar panel cooling system". An invention application is being made for the energy technology "Cooling of the compressed air-cooler after the compressor for supply to the leading edge of the gas turbine blade".

The work with the cooling scheme of solar panels using only cold air was carried out at the X International Scientific and Technical Conference of Young Scientists and Students "Actual Problems of Modern Technologies" of the TNTU named after Ivan Puluj in November 2021 and theses of the work were published in the collection of conference works. The work was carried out at the XX All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduates and young scientists of NTUU "KPI named after Igor Sikorsky" in 2022 (a new scheme for cooling solar generators of electrical energy was presented for the first time) and at the XXI All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduates and young scientists of NTUU "KPI named after Igor Sikorsky" in 2023 and published in the collection of conference works. The paper "Application of the Maisotsenko cycle in thermal stabilization of solar-panel generators of electric energy" was submitted to the competition of the National Academy of Sciences of Ukraine for young scientists and students of higher educational institutions (2021). The paper "Application of the

Maisotsenko cycle in thermal stabilization of solar-panel generators of electric energy" was awarded a diploma in 2022.

Key words: *Maisotsenko cycle, cooling of solar panels, cooling of air in GTU, heat exchange device*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1. Цикл Майсоценко і його використання.....	16
1.1 Теоретичні основи.....	16
1.2 Практичне використання.....	19
1.3 Серійні тепломасообмінні апарати по М-циклу М30 і М50В.....	29
1.4 Недоліки тепломасообмінних апаратів по М-циклу.....	32
1.5 Нова конструкція ІТТФ НАН України.....	33
1.5.1 Опис нової конструкції.....	33
1.5.2 Результати дослідження теплообміну і термодинамічної ефективності....	37
1.6 Висновки і задачі дослідження.....	41
РОЗДІЛ 2. Нові енергетичні технології на основі циклу Майсоценко.....	42
2.1 Охолодження сонячного генератора електроенергії.....	42
2.1.1 Повітряна схема охолодження сонячних панелей.....	44
2.1.2 Нова схема охолодження, основні вимоги.....	50
2.1.3 Результати розрахунку нової системи охолодження.....	52
2.2 Охолодження повітря (охолоджувача) після компресора в енергетичній газовій турбіні потужністю 25 МВт.....	62
2.2.1 Основні характеристики газової турбіни.....	62
2.2.2 Схема охолодження стиснутого повітря.....	63
2.2.3 Розрахунок теплообмінника HE2.....	65
2.2.4 Вибір серійного тепломасообмінного апарату по М-циклу. Додатковий вентилятор.....	72

2.2.5 Необхідна кількість сонячних панелей. Розрахунок втрат тиску.....	73
2.2.6 Технічно-економічні показники.....	78
РОЗДІЛ 3. Заявки на корисну модель та винахід.....	80
3.1 Заявка на корисну модель та винахід «Система охолодження сонячної панелі».....	80
3.2 Заявка на корисну модель та винахід «Охолодження повітря після компресора в енергетичній ГТУ».....	81
ВИСНОВКИ	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

L – довжина сонячної панелі

W – ширина сонячної панелі

H – висота каналу охолодження

Q^* – тепловий потік, що падає на панель

F – площа панелі

η – ККД сонячної панелі

D_{eq} – еквівалентний розмір каналу охолодження

F^* - площа прохідного перерізу каналу охолодження

Re_D – число Рейнольдса

$\bar{V}$ – швидкість потоку в каналі

ν – кінематична в'язкість повітря

σ – витрата повітря у каналі охолодження

ρ – густина повітря

Nu – число Нуссельта

$\bar{\alpha}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі в каналі охолодження

λ – коефіцієнт теплопровідності повітря

$t_{f_{\text{вих}}}$ – температура потоку на виході з каналу охолодження

$t_{f_{\text{вх}}}$ – температура потоку на вході у канал охолодження

$\bar{t}_f$ – середня температура повітря в каналі охолодження

$\bar{t}_w$ – середня температура зворотної сторони сонячної панелі

ВСТУП

В сучасних енергетичних газових турбінах температура потоку досягає 1300..1400°C, а максимальна гранична робоча температура металу складає тільки 1100°C. Виникає необхідність охолодження стиснутого повітря між компресором та турбіною для подачі у внутрішню порожнину лопатки газової турбіни. Для цього між компресором і турбіною встановлюється теплообмінний апарат. В даний час використання теплообмінних апаратів не завжди забезпечує необхідний ступінь охолодження.

У роботі розглядається можливість використання циклу Майсоценко з ціллю додаткового зниження температури повітря в теплообмінному апараті перед подачею на охолодження лопатки газової турбіни, що забезпечує підвищення потужності турбіни за рахунок збільшення температури потоку за камерою згорання. Оскільки для роботи вентиляторів тепломасообмінного апарату Майсоценко використовуються сонячні панелі, це дозволяє забезпечувати додаткове зниження температури повітря-охолоджувача без витрат електричної енергії та забезпечує вироблення додаткової кількості електроенергії у зв'язку з підвищенням потужності турбіни.

Друга енергетична технологія пов'язана з охолодженням і термостабілізацією сонячних панелей, які використовуються для обертання вентилятору апарату Майсоценко. Нова схема охолодження порівняна із попередньою схемою повітряного охолодження сонячних панелей, у якій охолодження відбувалось лише із використанням охолодженого повітря температури точки роси.

Робота «Застосування циклу Майсоценко при термостабілізації сонячно-панельних генераторів електричної енергії» подана на конкурс НАН України для молодих учених і студентів вищих навчальних закладів (2021 рік) та нагороджена грамотою у 2022 році. Робота із схемою охолодження сонячних панелей із

використанням лише холодного повітря докладалась на X Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» ТНТУ ім. Івана Пулюя у листопаді 2021 року та тези роботи опубліковано у збірнику робіт конференції. Робота докладалась на XX Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2022 році (вперше представлена нова схема охолодження сонячних генераторів електричної енергії) та на XXI Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2023 році і статті опубліковані у збірнику робіт конференції.

РОЗДІЛ 1

Цикл Майсоценко і його використання

1.1 Теоретичні основи

Цикл Майсоценко ґрунтується на теоретичних положеннях термодинаміки вологих потоків та використовує психрометричну різницю температур (різницю температур сухого і вологого термометра), що є природним невичерпним джерелом енергії. На основі циклу Майсоценко сконструйовано тепломасообмінний апарат Майсоценко, який може використовуватись у численних енергетичних технологіях.

Тепломасообмінний апарат Майсоценко складається із двох сухих та одного вологого каналу. У системі сухих та вологих каналів у тепломасообмінному апараті Майсоценко при протитічному потоці повітря може бути отримана висока психрометрична різниця температур. Процеси тепло- і масообміну, що проходять в такому апараті, близькі до оборотного термодинамічного процесу, тому у ньому досягається максимальний ефект охолодження повітря з мінімальними затратами енергії. Теоретичною границею охолодження повітря є температура точки роси, на відміну від традиційних апаратів випарного охолодження, у яких гранична температура охолоджуємого повітря є температурою мокрого термометра. Збільшення довжини та кількості каналів дозволяє наблизитись до температури точки (варто враховувати співвідношення температура охолодження-вартість, тому що із підвищенням кількості каналів вартість обладнання зростає). Результати дослідження М-циклу показали, що при однакових параметрах зовнішнього повітря ступінь термодинамічної ідеальності протитічної схеми випарного охолодження у середньому у 2,5 рази вище [1].

Елементарна комірка тепломасообмінного апарату Майсоценко зображена на рис. 1.1. Робочий канал складається із вологого та сухого каналів. Атмосферне

повітря поступає у сухий канал, де охолоджується до температури точки роси. Далі повітря прямує до вологого каналу у якому відбувається його підігрів за підвищення відносної вологості. На виході із вологого каналу отримуємо насичене вологе повітря із температурою атмосферного середовища (ідеальний цикл). Канал охолодження складається із сухого каналу – атмосферне повітря, проходячи через сухий канал охолодження, охолоджується до температури точки роси за рахунок контакту із стінкою вологого каналу. Повітря нагнітається у канали із використанням вентиляторів [1].

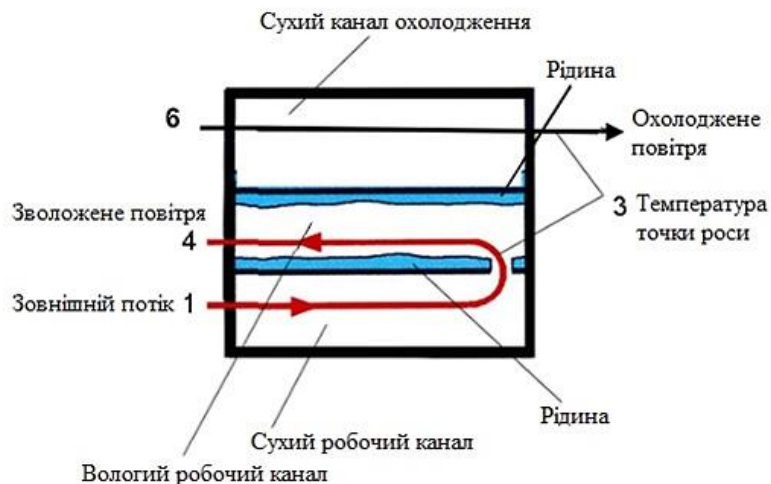


Рис. 1.1 – Елементарна комірка тепломасообмінного апарату Майсоценко (точки 1, 3, 4, 6 зображені на рис. 1.2) [1]

Цикл Майсоценко на психрометричній зображено на рис. 1.2. Ідеальний цикл Майсоценко відповідає циклу 1-3-4-1 [1 - 3, 5, 8], де: 1-3 – охолодження повітря в сухому робочому каналі; 3-4 – нагрів і зволоження повітря в вологому робочому каналі; 4-1 – повернення повітря у вихідний стан. Абсолютна вологість повітря в М-циклі зростає від 0,025 до 0,53 кг/кг (у 20 разів) при початковій температурі повітря 71,10°C. Вологість повітря у традиційному циклі збільшується лише у 3,5 рази, у той час як максимальне значення збільшення вологості у М-циклі складає 6,5 разів. З рис. 1.2 слідує, що теоретичне

охолодження повітря в М-циклі може складати $45,50^{\circ}\text{C}$ (від $71,10^{\circ}\text{C}$ до $25,60^{\circ}\text{C}$), а при випарному охолодженні (лінія 1–7) - лише $23,90^{\circ}\text{C}$ (від $71,10^{\circ}\text{C}$ до $47,20^{\circ}\text{C}$). Одна з найбільш важливих властивостей М-циклу - збільшення його ефективності з ростом температури повітря на вході – чим вище температура повітря на вході, тим більший ефект охолодження повітря досягається в сухому каналі охолодження. При ідеальному циклі Майсоценко гранична температура охолодження повітря у сухому каналі є температурою точки роси і температура насиченого вологого повітря на виході із робочого вологого каналу складає температуру атмосферного середовища. У реальному циклі ступінь охолодження повітря у сухому каналі є нижчою та температура насиченого вологого повітря є на $4\text{--}5^{\circ}\text{C}$ нижче температури атмосферного повітря. Обидва потоки повітря можуть ефективно використовуватись у різноманітних енергетичних технологіях. Одна з найбільш важливих властивостей і переваг М-циклу - збільшення його ефективності з ростом температури повітря на вході – чим вище температура повітря на вході, тим більший ефект охолодження повітря досягається в сухому каналі охолодження. До інших переваг М-циклу входять його простота, екологічність, відсутність компресору та фреону [1].

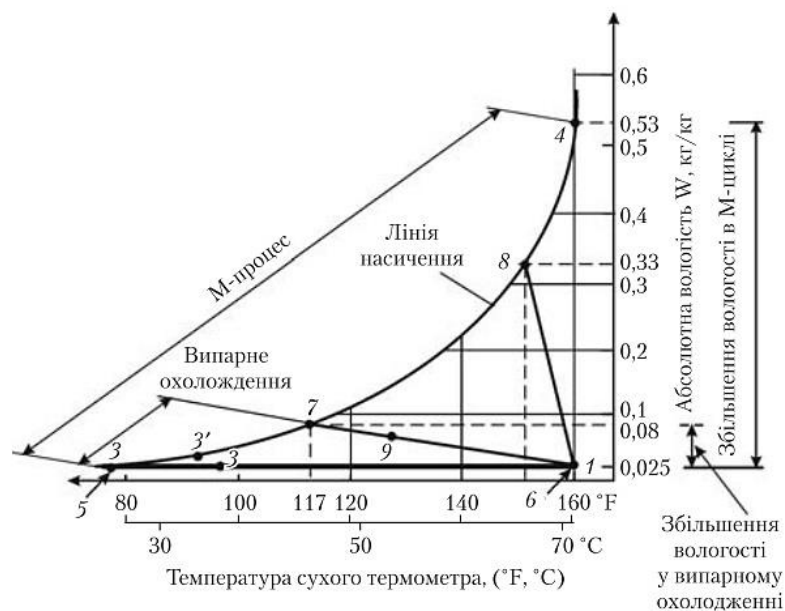


Рис. 1.2 – Цикл Майсоценко на психрометричній діаграмі: 1-3 – охолодження повітря в сухому робочому каналі; 3-4 – нагрівання і зволоження повітря у вологому робочому каналі; 4-1 – повернення повітря до вихідного стану [1]

1.2 Практичне використання

Основне використання циклу Майсоценко полягає у охолодженні повітря для систем кондиціонування. Велика різниця густини охолоджуваного та повітря, що нагрівається може бути використана у якості рушійної сили в енергетичних і тепломасообмінних технологіях. Для систем кондиціонування у сухий канал охолодження подається атмосферне повітря, а в енергетичних і тепломасообмінних технологіях – вихлопний газ енергетичних установок або охолоджувана робоча рідина (конденсатори і т.д.). Вартість виробленої енергії значно знижується із використанням апаратів по М-циклу (використовується потенційна енергія оточуючого середовища) у порівнянні з вартістю енергії отриманої при спалюванні природних вуглеводнів. У даний час на ринку вже представлені випарні, сонячні і гібридні кондиціонери, сонячні генератори

електроенергії із системою охолодження по М-циклу. У стадії проектування знаходяться проекти для промислових градирень, зволожувачі повітря, установки для отримання прісної води з промислових рідин та морської води, охолоджувачі повітря на вході в газову турбіну. Проекти з використанням М-циклу в двигунах внутрішнього згорання, газових турбінах, паливних пальниках, конденсаторах, системах кондиціювання автомобілів, котлах і нагрівачах води, системах термохімічної рекуперації палива можуть бути реалізовані у найближчий час [2].

М-цикл для кондиціювання приміщень

Корпорація «Coolerado Corporation» (США) вперше представила кондиціонери нового покоління на основі циклу Майсоценко, котрі випускаються серійно у США, Європі, Індії, Китаї, Австралії, Південній Америці і Сінгапурі. Кондиціонери на основі циклу Майсоценко використовують 100% чистого повітря з оточуючого середовища і для їх роботи потрібно у 10 разів менше електроенергії порівняно з традиційними кондиціонерами компресійного типу [3], при цьому максимальна енергетична ефективність циклу Майсоценко складає 19,14%, що відповідає температурі оточуючого середовища 23,88°C [2], [4].

Конструкція апарату Майсоценко складається із системи сухих і вологих каналів. Атмосферне повітря розділяється на два потоки, один з яких подається у вологий робочий канал, а інший у сухий канал охолодження. На рис. 1.3 зображено конструкцію тепломасообмінного апарату та схему кондиціонеру по М-циклу. Даний тепломасообмінний апарат відрізняється від ідеального (рис. 1.1) перфорованими стінками, у якому охолоджене повітря із сухого каналу потрапляє у вологий канал через отвори. Для забезпечення рівномірного змочування поверхні вологих каналів у верхнє заглиблення пластини подається вода, що стікає у нижню частину апарату та за рахунок розміщення апарату під

кутом розтікається по вологим каналам. Для ефективного та рівномірного змочування на поверхню каналу нанесений капілярно-пористий матеріал із целюлози [2].

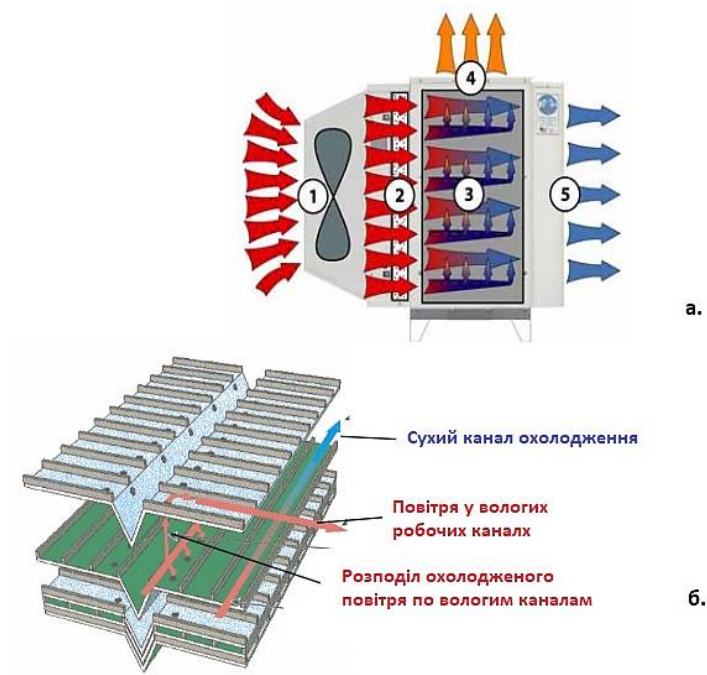


Рис. 1.3 – Схема роботи кондиціонера по М-циклу (а) і конструкція тепломасообмінного апарату (б): 1 – зовнішнє повітря на вході в кондиціонер, 2 – фільтр, 3 – тепломасообмінний апарат Майсоценко, 4 – робоче вологе повітря, 5 – охолоджене повітря [2]

Перспективним варіантом є поєднання кондиціонування повітря по М-циклу із рисами традиційного кондиціонера компресійного типу (рис. 1.4) [2], [5]. У кондиціонері по М-циклу, повітря охолоджується до певної температури, тоді як повітря охолоджується до температури нижче точки роси у апараті компресійного типу. Окрім цього повітря з кондиціонованого простору можливо пропустити через вологий канал апарату по М-циклу та конденсатор для покращення загальної продуктивності системи. Національною лабораторією

відновлюваної енергетики досліджено, що гібридна система кондиціонування забезпечує потенціал енергозбереження у 80% у порівняння із традиційним кондиціонером компресійного типу [5], [6].

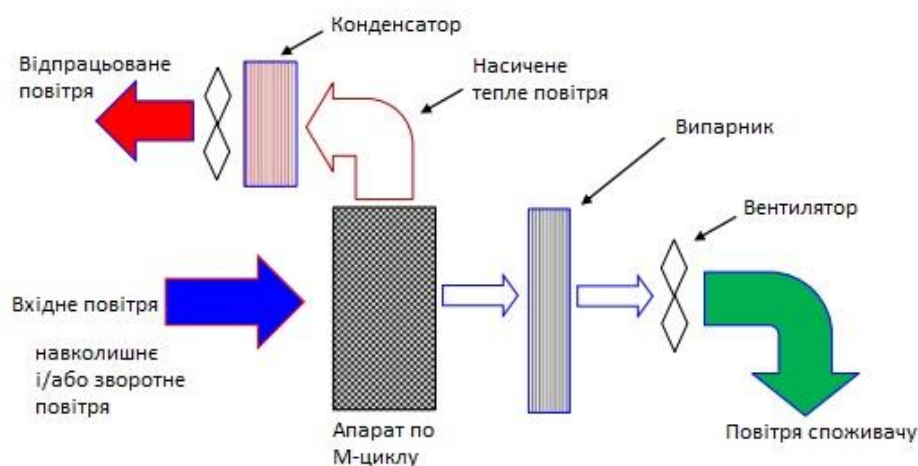


Рис. 1.4 – Схема гібридного кондиціонування по М-циклу [5]

Промислові градирні

Цикл Майсоценко може застосовуватись у промислових градирнях. Градирні – споруди для відводу тепла для охолодження гарячої води атмосферним повітрям, які найчастіше застосовуються для забезпечення систем кондиціонування холодною водою, промисловості і виробництва електроенергії. Градирня з охолодженням по М-циклу переважає над традиційною градирнею тим, що він охолоджує потік повітря до температури точки роси атмосферного повітря, у той час як використання традиційної градирні спроможне охолодити воду до температури мокрого термометра атмосферного повітря. Повітря значно охолоджується у сухому каналі М-циклу та далі подається у вологий канал випарного охолодження, де вода охолоджується до температури точки роси атмосферного повітря. Традиційна градирня і градирня з охолодженням по М-

циклу та психрометричні діаграми зображені на рис. 1.5 і 1.6 відповідно. В залежності від подачі охолоджуючого повітря, градирні із охолодженням по М-циклу розділяють на градирні із відкритим та закритим контуром по циклу Майсоценко. У градирнях із відкритим типом є безпосередній контакт охолоджуючого повітря із робочою рідиною, а у закритого типу немає. У роботі [7] проведено дослідження, результати якого показали, що у обох градирнях із відкритим та закритим контуром температура робочої рідини досягає нижчих значень при охолодженні, ніж температура у традиційних градирнях [5].

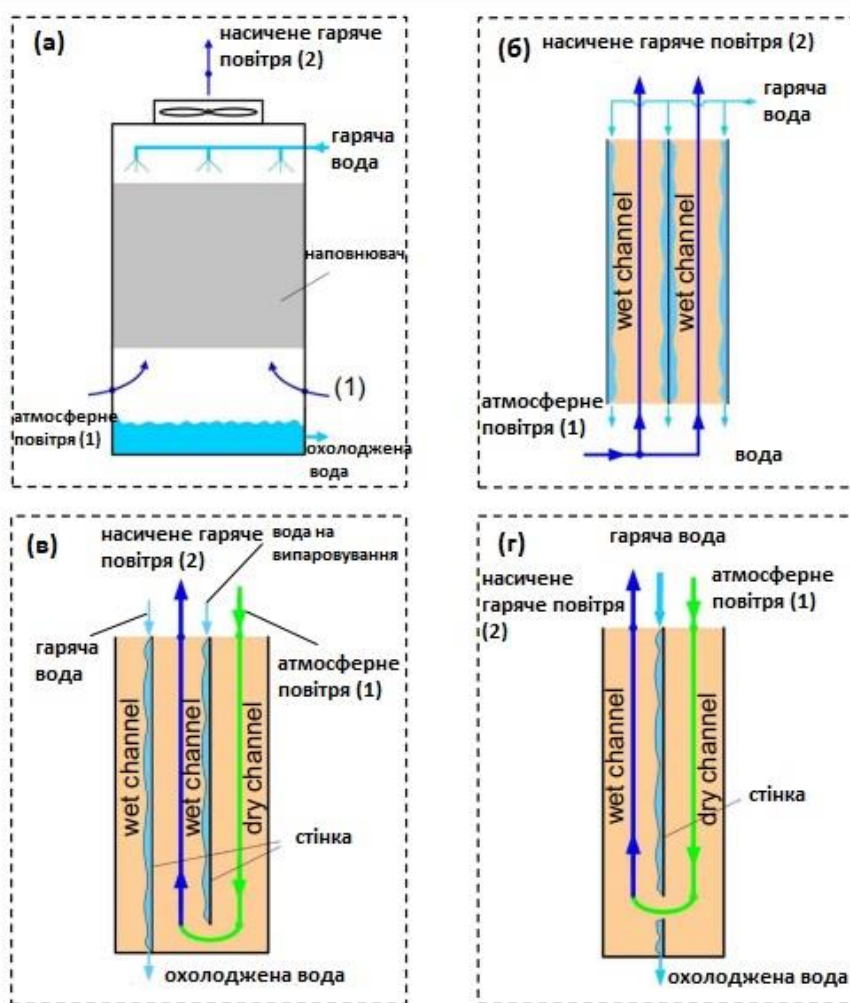


Рис. 1.5 – Схематична діаграма: а) традиційна градирня, б) охолодження у традиційній градирні, в) закритий контур охолодження по М-циклу, г) відкритий контур охолодження по М-циклу [5], [7]

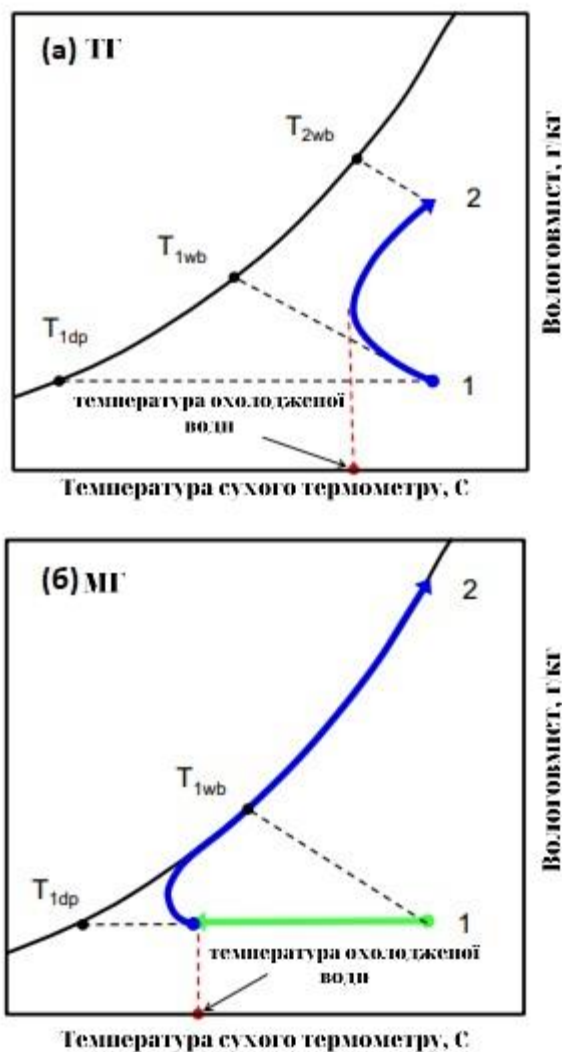


Рис. 1.6 – Психрометрична діаграма градирні: а) Традиційна градирня; б) Градирня по М-циклу [5], [7]

Конденсатор по М-циклу

Конденсатори вологи можуть використовувати холодне повітря, рідину або бути випарного типу. Конденсатор на основі циклу Майсоценко характеризується високою ефективністю за рахунок ефективного відведення тепла. М-конденсатори можуть бути застосовані для кондиціонування повітрям, систем охолодження і виробництва електроенергії [5]. У роботі [8] проведено

дослідження із порівняння ефективності звичайного конденсатора і конденсатора по М-циклу (рис. 1.7). Результат дослідження зображено на рис. 1.8 – ефективність конденсатора по М-циклу при температурі від 26,7°C до 43,3°C залишається практично незмінною (середня ефективність 30%), тоді як ефективність звичайного повітряного конденсатора різко знижується при підвищенні температури (ефективність варіюється від 9% до 58%) (рис. 1.8) [5], [8].

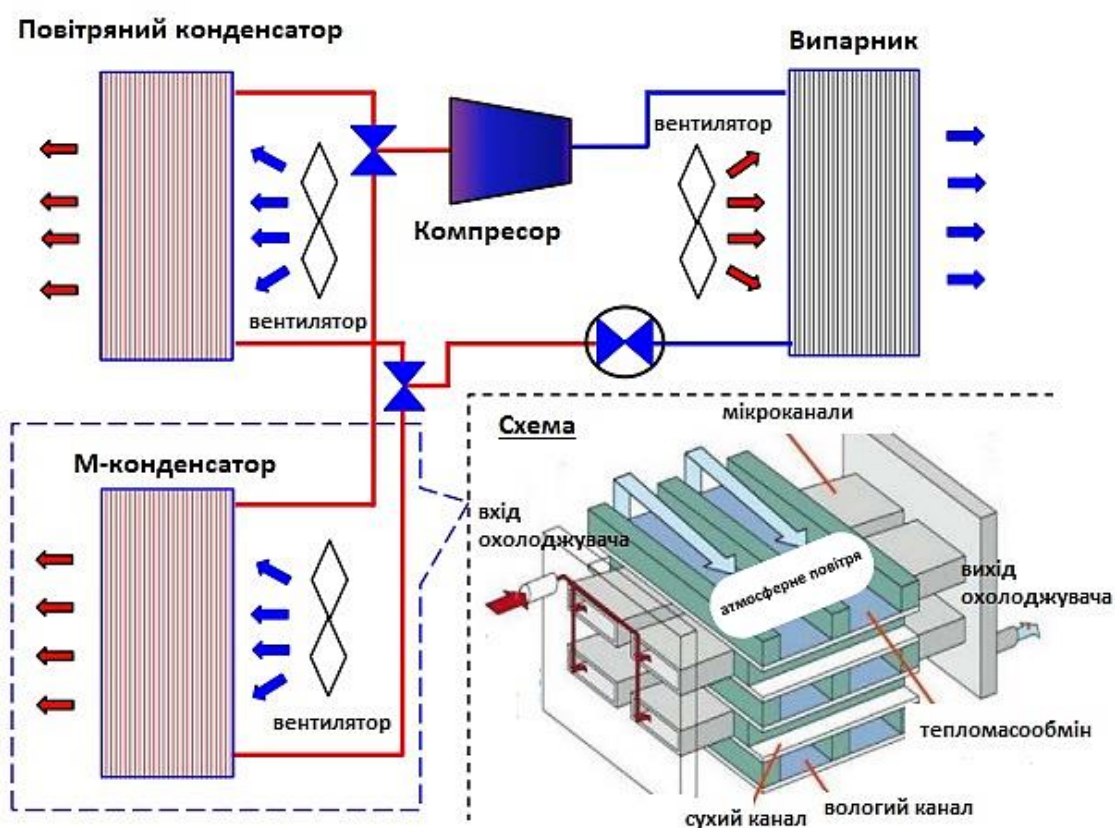


Рис. 1.7 – Експериментальна установка для дослідження ефективності повітряного конденсатора та М-конденсатора [8]

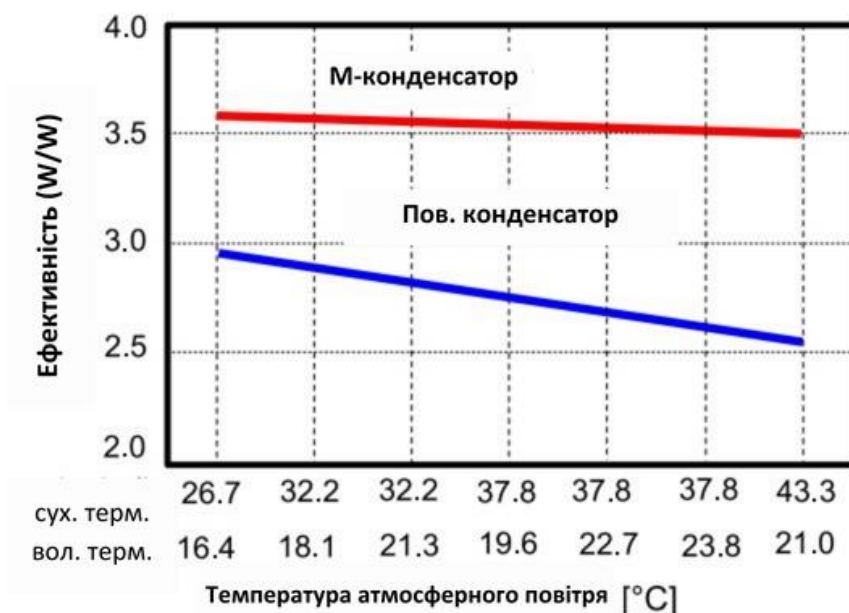


Рис. 1.8 – Ефективність повітряного та М- конденсаторів [8]

Енергетична вежа Майсоценко

Енергетичні вежі це установки для вироблення електричної енергії із використанням сонячної і вітрової енергетики. Енергетичну вежу Майсоценко можна використовувати для виробництва електроенергії, холодної води і холодного повітря (рис. 1.9). Рушійною силою для виробництва електроенергії є психрометрична різниця температур. Вежа складається із двох циліндрів. Зовнішня стінка внутрішнього циліндру покрита капілярно-пористим матеріалом зрошеним водою. Потік води рухається знизу догори у результаті охолодження (центральный канал) і піднімається догори при нагріванні із збільшенням вологості (кільцевий канал). Для виробництва електроенергії в нижній частині можна встановити вітрову установку, яка здатна виробляти до 25 кВт·год електроенергії за добу при висоті башти 10 м [1], [9].

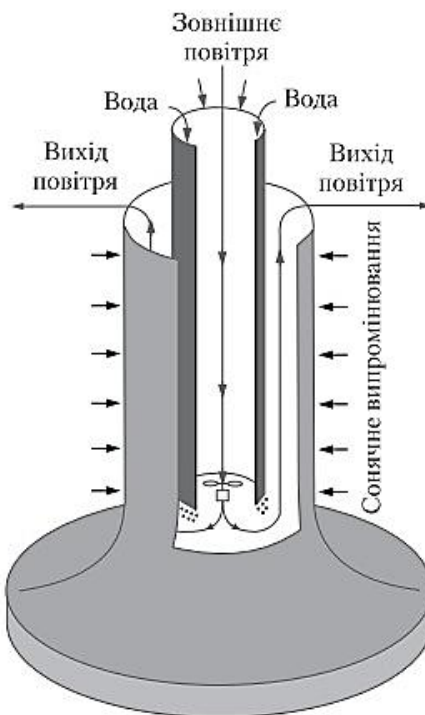


Рис. 1.9 – Енергетична вежа Майсоценко [1], [9]

М-цикл в газових турбінах

Газові турбіни широко використовуються у світі для промислових, військових та енергетичних потреб. У 2019 році ДП НВКГ «Зоря-Машпроект» завершило розробку ГТУ у 4 модифікаціях потужністю 32-35 МВт для різноманітних потреб, у тому числі енергетичних. На даному етапі ГТУ знаходиться на стадії випробування [10]. Середня ефективність газових турбін складає 20-35%, а для турбін, що працюють на водні та синтез-газі дане значення може досягати 60% [11]. Для підвищення ефективності газових турбін необхідно збільшувати температуру газу, що обмежується жаростійкістю металу та елементів турбіни та збільшувати ступінь стиснення газу у компресорі. Парогазовий цикл, впорскування газу в камеру згорання та проточну частину турбіни, регенерація теплоти на виході з турбіни, проміжне охолодження повітря в компресорі та проміжний нагрів продуктів згорання в газовій турбіні є ще одними циклами для підвищення ефективності турбіни [2].

Використання циклу Майсоценко для газотурбінних установок має низку переваг. Можливі схеми його застосування досліджені у роботі [12] (рис. 1.10). Підвищення ККД ГТУ із використанням циклу Майсоценко пов'язане з зниженням температури циклу до температури близької до точки роси, що підвищує ККД без підвищення температури газу перед турбіною; отриманням стиснутого повітря із високим ступенем вологості на вході в камеру згорання, що покращує процеси згорання палива і знижує шкідливі викиди у атмосферу; знижується температура повітря перед компресором ГТУ без зволоження повітря (зниження на 1°C підвищує ККД на $0,5...0,7\%$ при температурі оточуючого середовища вище 15°C), що також підвищує ККД ГТУ. Для ГТУ використовується тепломасообмінний апарат Майсоценко іншого типу [2].

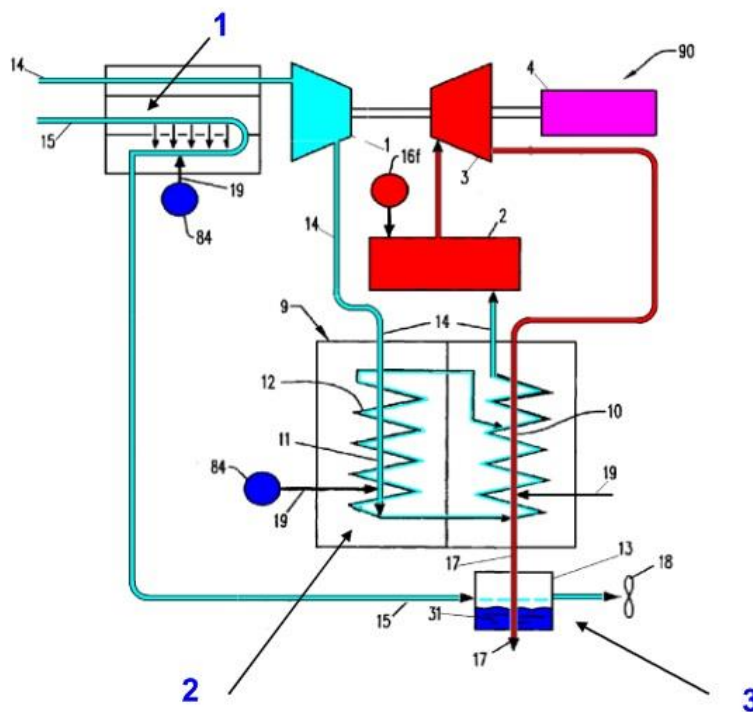


Рис. 10 – Газотурбінна установка із охолодженням повітря на вході у компресор (1), зволоженням повітря на вході у камеру згорання (2) і утилізації теплоти і вологи газів, що виходять (3): 1, 2 – тепломасообмінний апарат Майсоценко, 3 – конденсатор води [12]

1.3 Серійні тепломасообмінні апарати по М-циклу M30 і M50B

Теплообмінні апарати по М-циклу базуються на непрямому випарному охолодженні. Далі проаналізовано характеристики двох апаратів типу M30 і M50B розроблених COOLERADO (США).

Тепломасообмінні апарати по циклу Майсоценко марки COOLERADO складаються з багатьох вологих (робочих) та сухих каналів. Робочий канал складається з сухого та волого каналів. Повітря із зовнішнього середовища надходить у робочий канал тепломасообмінного апарату по циклу Майсоценко, де спершу охолоджується теоретично до температури точки роси, спричиняючи випаровування води при передачі теплоти через стінку у вологому каналі. Далі повітря входить у вологий канал, де нагрівається та зволожується. На виході з вологого каналу отримуємо повітря з відносною вологістю 100% та температурою на 4-5°C нижче температури повітря на вході. Інший зовнішній потік потрапляючи у сухий канал охолоджується за рахунок контакту із стінкою волого каналу – теоретична границя охолодження – точка роси [2].

Апарати можуть бути розміщені ззовні або всередині приміщення. Повітря із зовнішнього середовища проходить через теплообмінний апарат Майсоценко, де охолоджується та на виході подається у необхідний простір (у випадку використання апарату Майсоценко для кондиціонування повітря) або у послідовну систему (канал охолодження), що використовує охолоджене повітря. Повітря нагнітається у апарат Майсоценко із використанням вентиляторів. Також, необхідно подавати воду у вологий канал апарату Майсоценко [13].

Апарат Майсоценко типу M30

Апарат Майсоценко підходить для модульного встановлення кількох апаратів шляхом розміщення блоків поруч. Апарат типу M30 менший за розмірами та вагою порівняно з апаратом M50. Апарат типу M30 забезпечує до 3 тонн (10,5 кВт) потужності охолодження. При цьому необхідна потужність для

функціювання апарату при повному потоці складає 600 Вт. Розмір вентилятора підходить для роботи з більшістю систем повітроводів і забезпечує 425 л/с (1529 м³/год) кондиціонованого повітря. Вага складає 108 кг у сухому стані та 122 кг у мокрому (робочому) стані [13].

Апарат Майсоценко типу M50B

Апарат Майсоценко типу M50B зображено на рис. 1.11. Апарат цього типу забезпечує до 5 тонн (17,6 кВт) потужності охолодження. Необхідна потужність для функціювання апарату при повному потоці складає 750 Вт. Апарат типу M50B забезпечує 635 л/с (2294 м³/год). Вага складає 168 кг у сухому стані та 190 кг у вологому (робочому) стані [13].



Рис. 1.11 – Апарат Майсоценко типу M50A [13]

Порівняльні характеристики апаратів типу M30 та M50B представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Порівняльні характеристики апаратів типу M30 та M50B [13]

Тип	Холодопродуктивність, кВт	Витрата охолоджуючого повітря, м ³ /год	Електроспоживання, Вт	Вага (сух/во л), кг
M30	10,5	1529	600	108/122
M50B	17,6	2294	750	168/190

Перевагами апаратів по М-циклу є:

- Електроспоживання на 80% менше за звичайні системи;
- Відсутнє використання хімічних холодоагентів;
- Відсутність компресора;
- Швидка окупність;
- Низька загальна вартість;
- Альтернатива для екологічно-чистих проектів [13].

Початкове змочування кондиціонерів Coolerado

Усі кондиціонери Coolerado оснащені системою самозволоження, яка зображена на рис. 1.12 Канали кондиціонеру повинні постійно підтримуватись у змоченому стані. Канали можуть висушитись після тривалого вимкнення або після підготовки апарату до зимового сезону – у цьому випадку до системи подачі води необхідно у першу чергу подати поверхнево-активну речовину для повного зволоження теплообмінників кондиціонера, після чого вода розподілятиметься рівномірно. У апараті встановлено термостат, який при необхідності охолодження подає сигнал на плату, що запрограмовано на ввімкнення вентилятора, електромагнітного клапану та насоса поверхнево-активної речовини. Перелічені пристрої після подачі сигналу працюють на протязі 2,5

хвилин та вимикаються на 10 хвилин після роботи, далі продовжуючи цикл вмикання-вимикання на 30 секунд кожні 2 хвилини на протязі 42 хвилин. Цей процес необхідний для підтримки швидкості випаровування та вимог до мінерального промивання. При досягненні необхідного охолодження контроль води та швидкість вентилятора регулюється відповідно до зовнішньої температури, вологості і динамічного тиску води в установці [13].

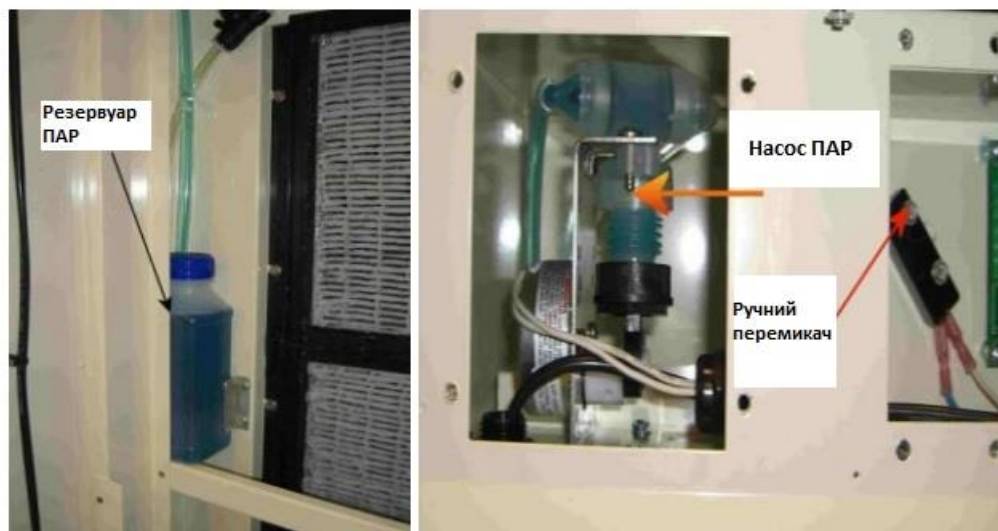


Рис. 1.12 – Пристрої для подачі поверхнево-активної речовини (ПАР) [13]

1.4 Недоліки тепломасообмінних апаратів по М-циклу

Тепломасообмінний апарат по циклу Майсоценко виробництва COOLERADO (США) складається із багатьох горизонтальних вологих (робочих) та сухих каналів. Незважаючи на багато переваг, у даного апарату є певні недоліки у конструкції, підведенні та розподілу води:

- У тепломасообмінний апарат Майсоценко подається вода до вологого каналу. У конструкції виробництва COOLERADO через спеціальний вхід подається проточна вода, що утворює плівку у каналі. Проте, вода протікає по каналу та викидається назовні, що веде до втрат води – ефективно використовується тільки до 5%;

- Нерівномірність розподілу води у каналі – різна товщина водяної плівки;
- У даній конструкції регулювання параметрів вихідного повітря контролюється тільки вентиляторами, що ускладнює цей процес;
- Межі робочих параметрів відносно низькі [14].

1.5 Нова конструкція ІТТФ НАН України

На базі Інституту технічної теплофізики України НАН України створено нову конструкцію апарату Майсоценко, що має низку переваг над звичайною конструкцією [14]. Тепломасообмінні апарати на основі циклу Майсоценко значно переважають над традиційними кондиціонерами компресійного типу по циклу Ренкіна – основними перевагами є нижче електроспоживання (майже в 10 разів) [3], відсутність компресору та фреону, загальна простота та екологічність апарату.

Перелічені у р. 1.4 недоліки (втрата води та ефективне використання тільки 5%, нерівномірність розподілу, обмежене регулювання параметрів та низькі межі робочих параметрів) можуть бути виправлені за рахунок зміни конструкції апарату. Прикладом нової конструкції тепломасообмінного апарату по циклу Майсоценко є конструкція розроблена на базі Інституту технічної теплофізики НАН України [14]. Дана конструкція та результати досліджень щодо її теплообміну та ефективності розглянуті далі.

1.5.1 Опис нової конструкції

У роботі [14] представлено схему нового тепломасообмінного апарату Майсоценко з капілярно-пористими стінками у вологих каналах, проведено дослідження характеристик капілярно-пористих матеріалів, ефективності і тепло- та масообміну. Далі розглянуто нову конструкцію апарату із капілярно-пористими стінками.

На рис. 1.13 зображено елементарну комірку звичайного тепломасообмінного каналу апарату Майсоценко. Дана комірка складається із двох сухих та одного волого каналів. Детальний огляд циклу Майсоценко та тепломасообмінного апарату на його основі представлено у розділі 1.1 та 1.3.

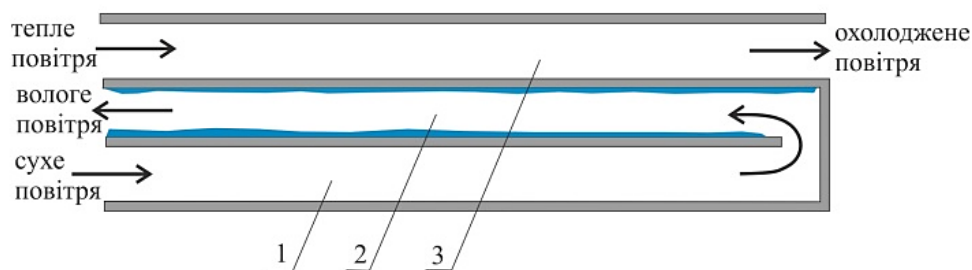


Рис. 1.13 – Елементарна комірка тепломасообмінного апарату Майсоценко [14]

Автори роботи [14] запропонували використовувати капілярно-пористий матеріал у вологому каналі, що має низку переваг. Ними розроблено апарат Майсоценко з вертикальними каналами з капілярно-пористим покриттям, що забезпечує рівномірний розподіл вологи. Вода збирається по всій поверхні покриття, звідки випаровується у вологий канал [15]. Вода, що піднімається по капілярному покритті, подається у піддон в основі апарату. Дана система є самоузгодженою, тому що вода піднімається по покриттю у необхідній кількості для конкретних параметрів потоків. Отже, знижується витрата води в апараті – витрата відповідає необхідним потребам на випаровування [14].

Нова схема каналу із капілярно-пористим матеріалом зображена на рис. 1.14. Капілярно-пористий матеріал, на котрому утворюється плівка води, прикріплено до стінки зі сторони вологого каналу. Повітря у сухому каналі віддає тепло до повітря у вологому каналі через водонепроникну стінку та плівку води на стінці вологого каналу. Обрано капілярно-пористий матеріал з низькою теплопровідністю для уникнення теплообміну уздовж каналу та гідрофобний матеріал стінки для запобігання утворення конденсаційної плівки [14].

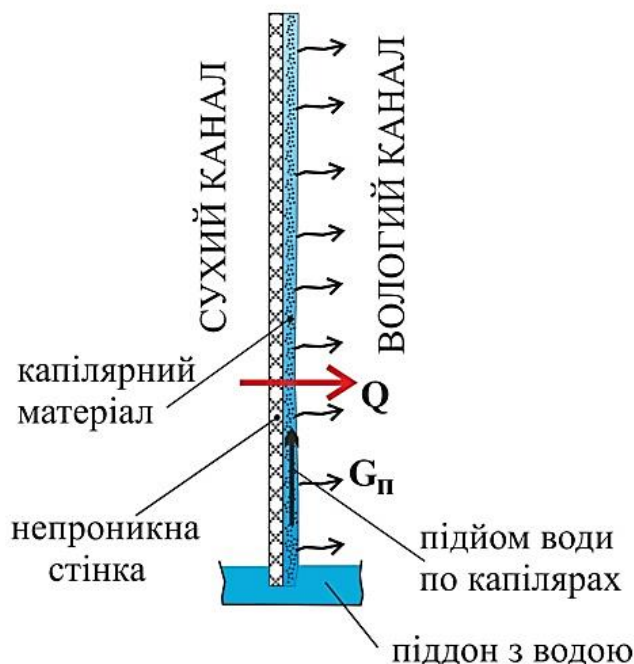


Рис. 1.14 – Нова схема каналу із капілярно-пористим матеріалом [14]

Для побудови нового каналу досліджено низку гігроскопічних матеріалів та їх властивостей. Досліджено висоту та швидкість підйому води по капілярно-пористому матеріалу за рахунок капілярних сил, що забезпечує ефективне підведення води у канал. Обрано достатньо тонкий шар гідрофільного матеріалу, що не перешкоджає теплообміну між сухим та вологим каналом. Матеріал нанесено на основу із поліетиленової плівки товщиною 0,2 мм. Проаналізовано висоту та швидкість підйому води 9 гідрофільних матеріалів в кімнатних умовах, без вимушеної конвекції (рис. 1.15). Зразок №1 (поліестер) та №2 (абсорбуючий папір) показали найкращі результати по швидкості та висоті підйому води (рис. 1.16, 1.17) та використовувались у подальших дослідженнях [14].

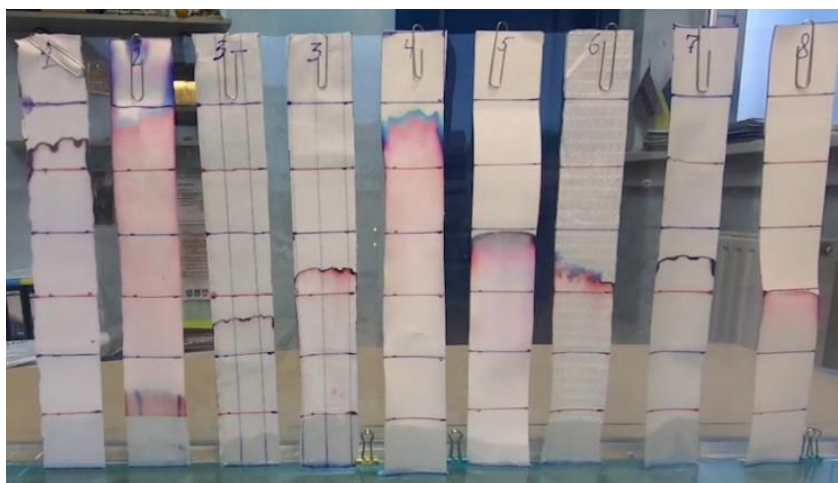


Рис. 1.15 – Випробування гігроскопічності матеріалів (зліва направо: поліестер, абсорбуючий папір (товщина 0,45 мм), поліетиленова плівка з двома шарами абсорбуючого паперу, зразок 3 без зовнішнього паперу, абсорбуючий папір (товщина 0,35 мм), фільтрувальний папір для хроматографічного аналізу, поліетиленова плівка з одним шаром абсорбуючого паперу, фільтр вініловий, хроматографічний папір) [14]

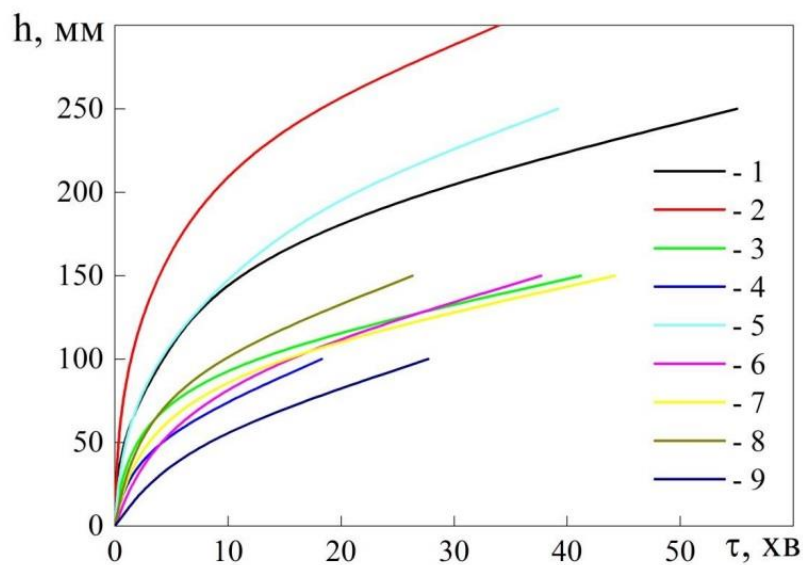


Рис. 1.16 – Висота підйому води в капілярно-пористих каналах в залежності від часу [14]

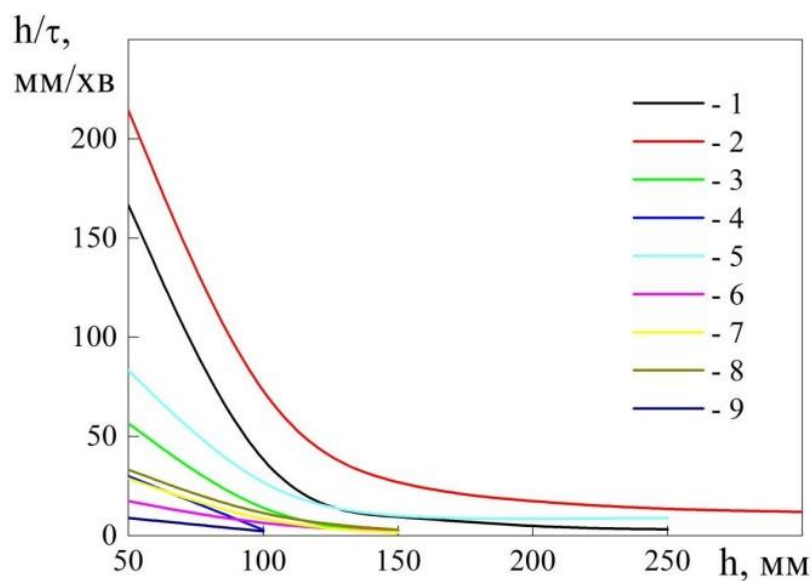


Рис. 1.17 – Швидкість підйому води в капілярно-пористих каналах по висоті зразків [14]

1.5.2 Результати дослідження теплообміну і термодинамічної ефективності

Для дослідження тепло- і масообміну в щілинному каналі побудовано експериментальну установку – газодинамічний контур відкритого типу, яку зображено на рис. 1.18 та рис. 1.19. Вхідний та вихідний розмір робочих ділянок складає 60×200 мм². Рух потоків повітря відбувається з рахунок витяжних вентиляторів. Повітря, поступаючи з атмосфери, розділяється на два потоки в робочому (вологий та сухий канал) та сухому каналах. Повітря, що проходить через робочу ділянку, протікає через вимірювальну секцію 2 та вихідний канал 3, та викидається у атмосферу за допомогою витяжного вентилятора 5. Друга частина потоку виходить із каналу 4 і викидається у атмосферу через витяжний вентилятор 6 [14].

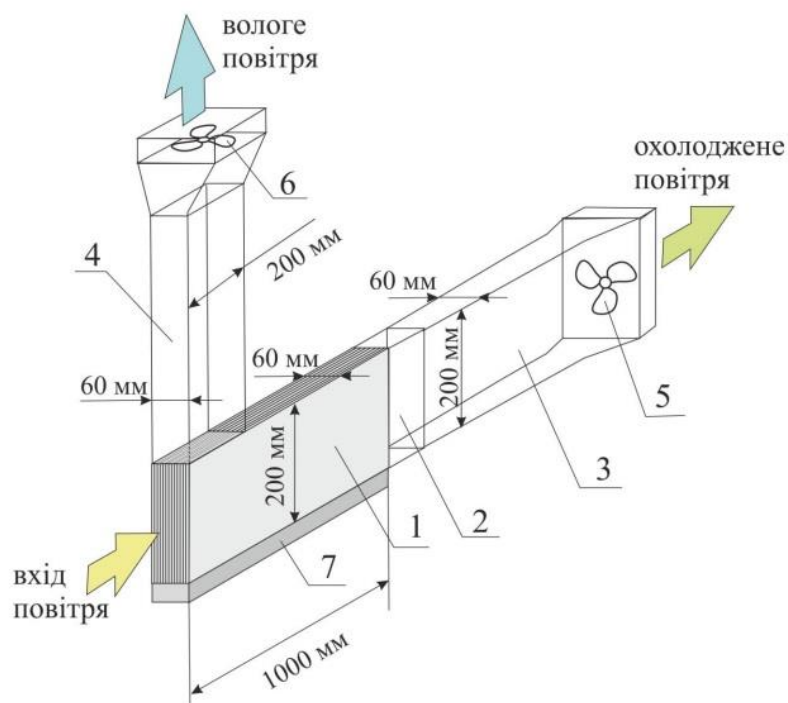


Рис. 1.18 – Установка для дослідження тепло- і масообміну в елементарній комірці по М-циклу за новою схемою [14]



Рис. 1.19 – Фото експериментальної установки для дослідження тепло- і масообміну в елементарній комірці по М-циклу за новою схемою [14]

На рис. 1.20 зображено зміну температури потоку по довжині щілинного каналу в залежності від x/d_e (відносна поздовжня координата) при різних швидкостях потоку в щілинному каналі. Температура досягає мінімального значення та згодом зростає через недосконалість теплоізоляції. Із зростанням швидкості мінімум температури зміщується вниз по потоку. Насиченість капілярного матеріалу вологою по осі y суттєво впливає на ефективність тепломасообміну [14].

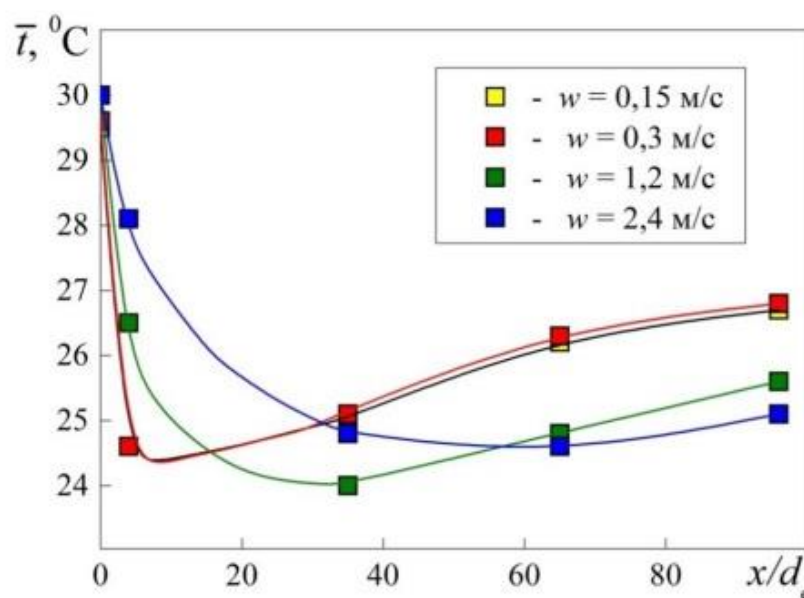


Рис. 1.20 – Зміна температури потоку по довжині щілинного каналу в залежності від x/d_e при різних швидкостях потоку [14]

Визначення термодинамічної ефективності елементарної комірки по М-циклу відбувалось по співвідношеннях для температури мокрого термометра ϵ_{MT} та температури точки роси $\epsilon_{\text{ТР}}$. На рис. 1.21 зображена термодинамічна ефективність в залежності від числа Рейнольдса. Термодинамічна ефективність комірки по М-циклу знижується із зростанням швидкості потоку. Проте, низька швидкість означає низьку витрату повітря, тому необхідно підбирати оптимальний режим для забезпечення максимальної холодопродуктивності [14].

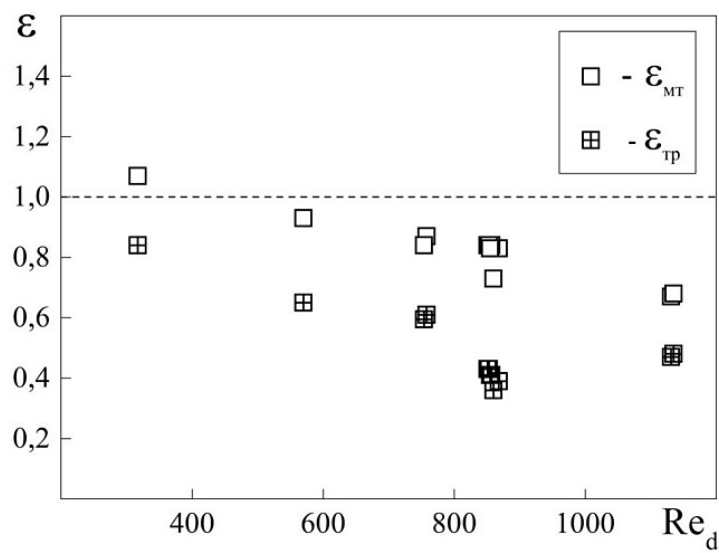


Рис. 1.21 – Термодинамічна ефективність комірки по М-циклу по мокрому термометру та по точці роси [14]

1.6 Висновки і задачі дослідження

Цикл Майсоценко – новітній цикл, що базується на теоретичних положеннях термодинаміки вологих потоків та використовує психрометричну різницю температур, що є невичерпним джерелом енергії. На основі циклу Майсоценко сконструйовано тепломасообмінний апарат непрямого випарного охолодження, який може бути застосований у численних енергетичних технологіях: для кондиціонування приміщень, у промислових градирнях, конденсаторах, енергетичних вежах, газових турбінах та ін. Використання циклу Майсоценко дозволяє підвищити ефективність систем із меншими затратами на обладнання. Тепломасообмінний апарат по М-циклу виробляє якісніше повітря, потребує менше електроенергії для функціонування, характеризується простотою та екологічністю.

Ціль роботи – розробити, проаналізувати і визначити можливість практичного використання двох новітніх енергетичних технологій на основі циклу Майсоценко: 1) охолодження стиснутого повітря після компресору в системі охолодження лопаток газової турбіни і 2) створення самоохолоджуемого сонячного генератора електричної енергії високої ефективності.

РОЗДІЛ 2

Нові енергетичні технології на основі циклу Майсоценко

2.1 Охолодження сонячного генератора електроенергії

Відновлювана енергетика розвивається швидким темпом – найбільшого використання набувають сонячні генератори електроенергії та вітрогенератори. Ефективність сонячних генераторів на основі монокристалічного кремнію складає 15-24% [16]. У літній період температура сонячних панелей може досягати 60-70°C, що призводить до зниження їх ефективності. Виникає необхідність охолодження сонячних панелей. Існують різноманітні способи охолодження, основними є повітряне та водяне охолодження. Повітряне охолодження характеризується вищою простотою виконання. У розділі 2.1 розглянуто схеми охолодження сонячних панелей із використанням тепломасообмінного апарату Майсоценко.

Як і всі інші напівпровідникові пристрої, сонячні елементи чутливі до температури. Підвищення температури зменшує заборонену зону напівпровідника, тим самим впливаючи на більшість параметрів напівпровідникового матеріалу. Зменшення забороненої зони напівпровідника зі збільшенням температури можна розглядати як збільшення енергії електронів у матеріалі. Тому для розриву зв'язку потрібна менша енергія. У сонячній батареї параметром, на який найбільше впливає підвищення температури, є напруга холостого ходу. Вплив підвищення температури показано на рис. 2.1. Із підвищенням температури збільшується потік електронів (струм) і зменшується напруга. Проте, зменшення напруги набагато більше за підвищення струму. Ефективність сонячних панелей знижується із ростом температури [17].

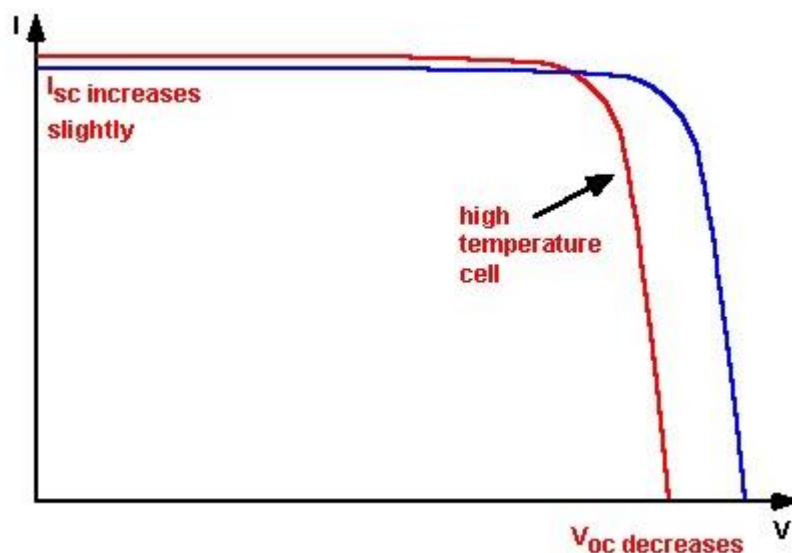


Рис. 2.1 – Залежність струму та напруги від температури [17]

Зниження ефективності сонячних панелей визначається температурним коефіцієнтом – відсоток зниження ефективності при нагрівання сонячної панелі на 1°C (К). Середнє значення температурного коефіцієнта складає $0,4\text{-}0,5\%/^{\circ}\text{C}$ (досліджується експериментально) – втрата ефективності $4\text{-}5\%$ при підвищенні температури на 10°C . На виробництві ефективність сонячних панелей визначається при номінальній температурі 25°C , тобто у паспорті панелі вказується максимальна потужність. Варто зазначити, що при зниженні температури менше номінальної, ефективність сонячних панелей буде зростати ($+0,4\text{-}0,5\%/^{\circ}\text{C}$) (рис. 2.2).

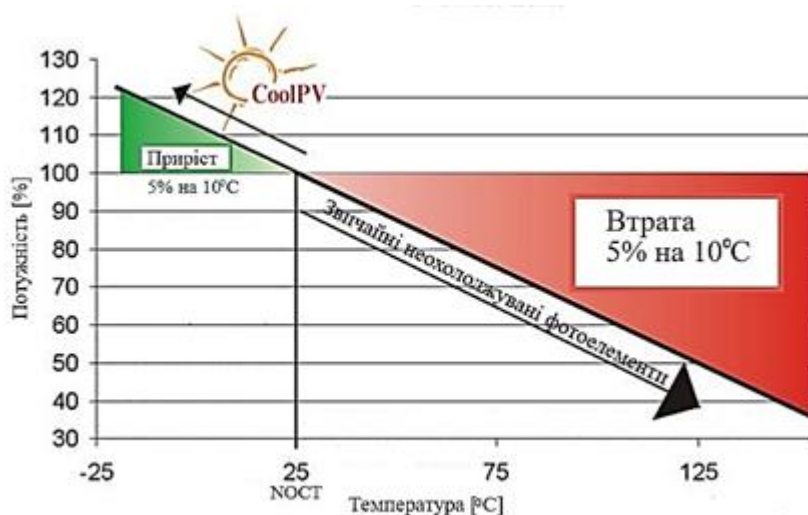


Рис. 2.2 – Вплив зміни температури на потужність сонячної панелі [18]

Вплив охолодження на коефіцієнт корисної дії (ККД) сонячної панелі зображено на рис. 2.3.

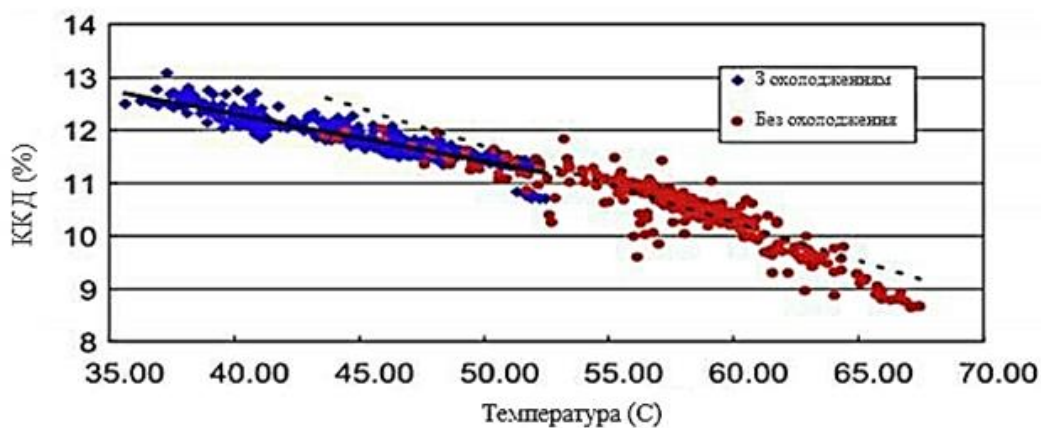


Рис. 2.3 – Вплив охолодження на зміну ККД сонячної панелі [19]

2.1.1 Повітряна схема охолодження сонячних панелей

У 2021 році у дипломній роботі розроблено та досліджено повітряну схему охолодження сонячних панелей із використанням холодного повітря згенерованого по циклу Майсоценко. Результати представленні у статті [20].

Повітряна схема (рис. 2.4) складається із двох підсхем: із використанням охолодженого до точки роси атмосферного повітря та насиченого вологого повітря із температурою оточуючого середовища t_0 . У схемі насичене вологе повітря подається на охолодження панелі разом із холодним повітрям, проте надалі прийнято рішення подавати вологе повітря споживачу/викидати у атмосферу та охолоджувати сонячні панелі з використанням лише охолодженого повітря. Оскільки канали тепломасообмінного апарату Майсоценко відносно короткі, температура охолодженого повітря не відповідає температурі точки роси та насичене вологе повітря на 4-5°C нижче температури атмосферного повітря.

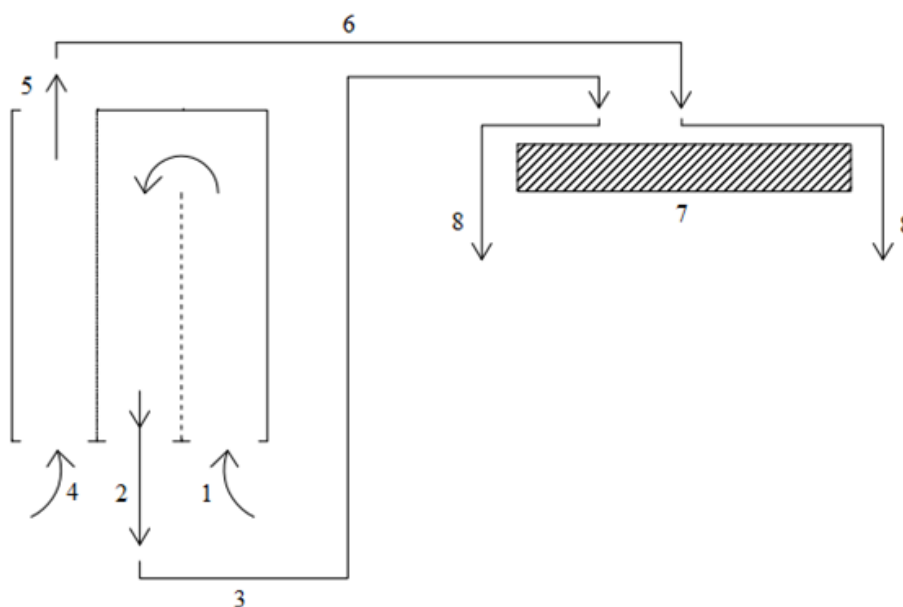


Рис. 2.4 – Повітряна схема охолодження сонячних панелей із використанням тепломасообмінного апарату Майсоценко: 1 – подача атмосферного повітря з температурою t_0 до вологого каналу апарату Майсоценко, де повітря з температурою t_0 набує 100% вологості та 2 – викидається у атмосферу або 3 – подається на сонячну панель (7); 4 – подача атмосферного повітря з температурою t_0 до сухого каналу апарату Майсоценко, 5 – вихід охолодженого повітря з сухого каналу апарату Майсоценко з температурою t , 6 – подача охолодженого повітря на сонячну панель (7), 8 – подача повітря споживачу

Перевагами даної схеми є простота, економічність та екологічність.

Канал охолодження зображено на рис. 2.5. Для рівномірного розподілу тепла на задню сторону сонячної панелі накладається алюмінієва пластина, а для інтенсифікації теплообміну накладаються W-подібні ребра (рис. 2.6).

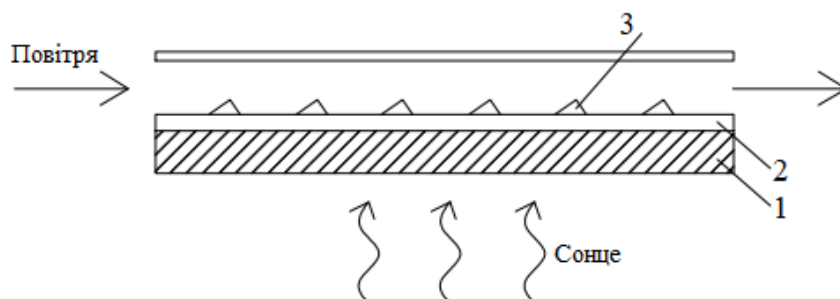


Рис. 2.5 – Канал охолодження сонячної панелі: 1 – сонячна панель, 2 – алюмінієва пластина, 3 – W-подібні ребра

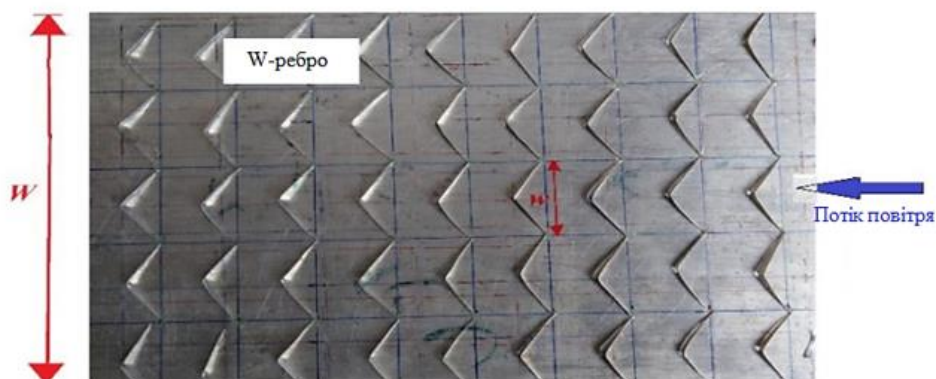


Рис. 2.6 – Вид зверху на зворотню сторону сонячної панелі із W-подібними ребрами [21]

Ребра W-подібної форми досліджено у роботі [21]. Проведено дослідження відношення кроку ребер (P) до висоти ребер (e) з найбільшою тепловіддачею – число Нуссельта збільшується при збільшенні числа Рейнольдса, на яке впливає відносний крок шорсткості. Результати представлено на рис. 2.7. Для подальшого

розрахунку обрано відносний крок шорсткості рівний 8 для ефекту більшої тепловіддачі.

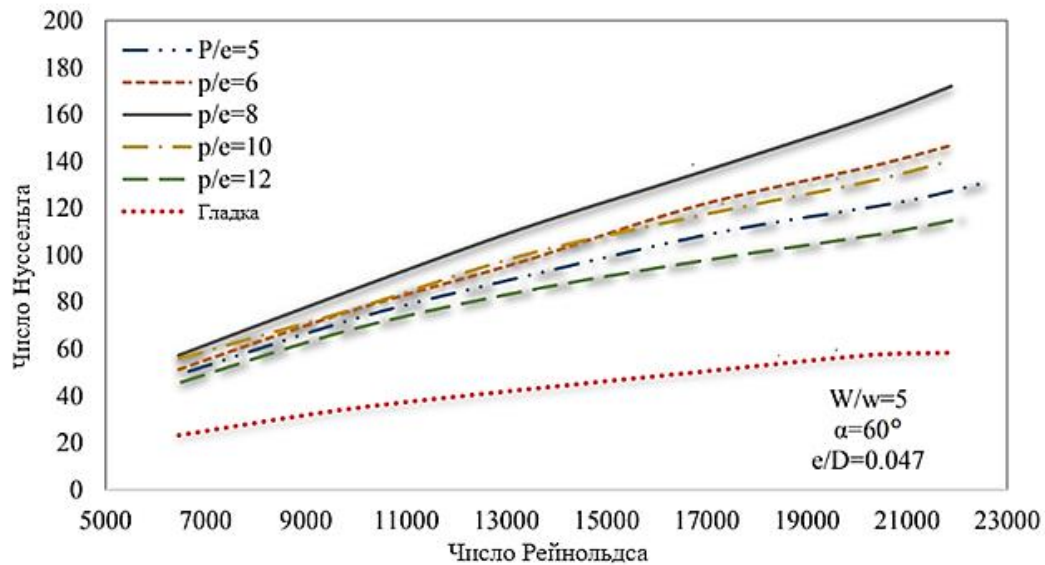


Рис. 2.7 – Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса для поверхні з W-подібними ребрами: P/e – відносний крок шорсткості (P – крок ребер, e – висота ребер), W/w – відношення ширини повітропроводу до ширини ребра, α – кут атаки, e/D – відношення висоти ребра до гідравлічного діаметру [21]

На рис. 2.8 зображено підвищення коефіцієнту тертя в залежності від різного відносного кроку шорсткості [21].

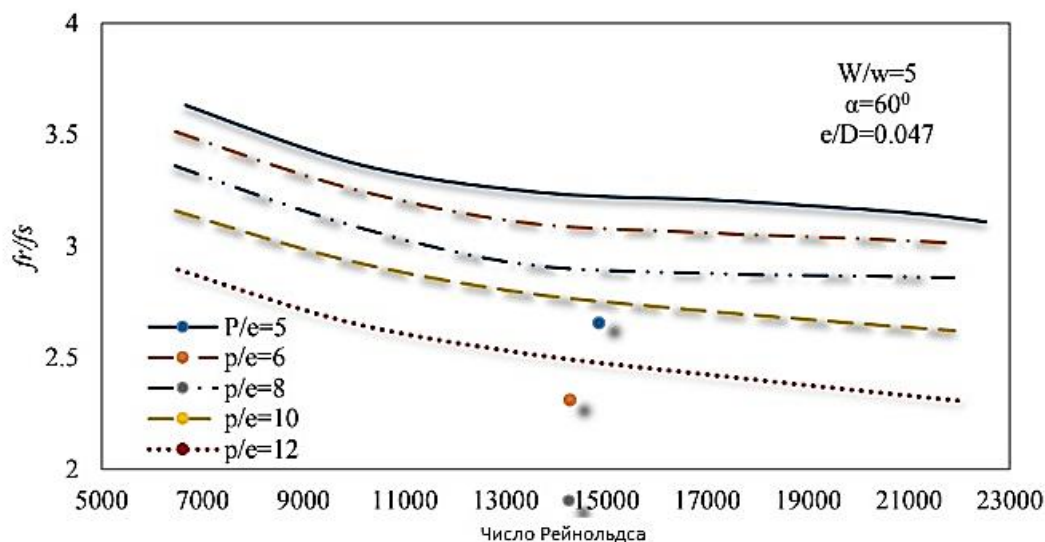


Рис. 2.8 – Підвищення коефіцієнту тертя в залежності від різного відносного кроку шорсткості: f_r/f_s – відношення коефіцієнту тертя шорсткої поверхні до гладкої поверхні, P/e – відносний крок шорсткості (P – крок ребер, e – висота ребер), W/w – відношення ширини повітропроводу до ширини ребра, α – кут атаки, e/D – відношення висоти ребра до гідравлічного діаметру [21]

Для дослідження ефективності даної схеми виконано тепловий розрахунок у весняний, літній і осінній періоди. Об'єктом дослідження є сонячні панелі марки KV7–280P (280 Вт) виробництва «Квазар» (Україна) та апарат Майсоценко марки M50B виробництва «Coolerado» (США). Розмір панелі - 1640*992*40 мм, ККД - 15,9%, потужність 280 Вт, температура роботи -45-85°C.

Відповідно до стандарту ASHRAE (1977) довжина L , ширина W і висота H визначаються рівнянням:

$$L = 5\sqrt{W \cdot H} \quad (2.1)$$

Звідси висота каналу H :

$$H = \frac{L^2}{25W} \quad (2.2)$$

Підставляючи значення L і W (вихідні дані), знаходимо H :

$$H = \frac{(1640 \text{ мм})^2}{25 \cdot 992 \text{ мм}} = 108,45 \text{ мм} \quad (2.3)$$

Еквівалентний розмір каналу визначається по формулі:

$$D_{eq} = 4 \frac{F^*}{\Pi}, \quad (2.4)$$

де F^* - площа прохідного перерізу каналу, Π – периметр каналу.

$$D_{eq} = 4 \frac{992 \text{ мм} \cdot 108,45 \text{ мм}}{2 \cdot (992 \text{ мм} + 108,45 \text{ мм})} = 195,52 \text{ мм} \quad (2.5)$$

Результати розрахунку представлено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Необхідна витрата повітря для температури панелі 80 °С

Місяць	Re _D	σ, кг/с
Квітень	11 550	0,1112
Липень	14 200	0,1418
Жовтень	11 000	0,1057

У літній час (необхідна витрата повітря на одну сонячну панель складає 0,1418 кг/с (табл. 2.1)): кількість панелей в перпендикулярному напрямку рівна $0,784:0,1418 = 5$. Таким чином, один апарат Майсоценко охолоджує $5 \cdot 2 = 10$ сонячних панелей (1908 Вт з врахуванням деградації ККД). У весняний та осінній час (необхідна витрата повітря у весняний період – 0,1112 кг/с, у осінній – 0,1057 кг/с (табл. 2.1)): кількість панелей в перпендикулярному напрямку рівна $0,784:0,1112 = 7$ та $0,784:0,1057 = 7$ відповідно. Таким чином, один апарат Майсоценко охолоджує $7 \cdot 2 = 14$ сонячних панелей (2671 Вт з врахуванням деградації ККД). Варто зауважити, що на роботу апарату Майсоценко М50В необхідно 750 Вт та у представленому розрахунку не враховувались втрати тиску

у каналі. Зі збільшенням кількості панелей збільшується втрата тиску, що призведе до необхідності встановлення додаткового вентилятору, на роботу якого також необхідна потужність. Реальна отримана потужність менше представлена у розрахунку.

2.1.2 Нова схема охолодження, основні вимоги

На відміну від схеми представленої у роботі [20], у новій схемі використовуються два потоки повітря — холодне повітря температури близької до точки роси та вологе повітря температура котрого на 4-5°C нижче температури атмосферного повітря [22]. Дані два незалежні потоки повітря генеруються тепломасообмінним апаратом по циклу Майсоценко. На рис. 2.9 зображено нову схему охолодження сонячних панелей, які охолоджуються двома незалежними потоками повітря. Канал охолодження ідентичний каналу на рис. 2.5 з W-подібними ребрами зображеними на рис. 2.6. Атмосферне повітря нагнітається вентилятором 3 у робочий канал 4 тепломасообмінного апарату Майсоценко, де атмосферне повітря охолоджується до температури близької до температури точки роси. Далі охолоджений потік направляється по повітропроводу 8 до каналу охолодження 9, що розташований на задній стінці сонячної панелі 1. Алюмінієва пластина 10 закріплена до задньої стінки сонячної панелі 1 та забезпечує рівномірний теплообмін. Для інтенсифікації теплообміну у каналі охолодження поверх алюмінієвої пластини 10 накладено W-подібні ребра 11. Другий потік атмосферного повітря за допомогою вентилятора 3 подається у робочий канал, який складається з сухого та вологого каналів. Атмосферне повітря входить у сухий канал 6 тепломасообмінного апарату Майсоценко, де охолоджується до температури близької до температури точки роси. Далі повітря проходить у вологий канал 5, де нагрівається і зволожується за рахунок контакту із робочим каналом 4. На виході з вологого каналу 5 отримується насичене повітря з температурою в середньому на 4-5°C нижче температури атмосферного

повітря, яке подається по повітропроводу 8 до каналу охолодження 9 сонячної панелі 1. Отже, сонячні панелі охолоджуються з використанням охолодженого до температури близької до температури точки роси атмосферного повітря та насиченого повітря з температурою в середньому на 4-5°C нижче температури атмосферного повітря. Нова схема представлена у роботі [23], [24].

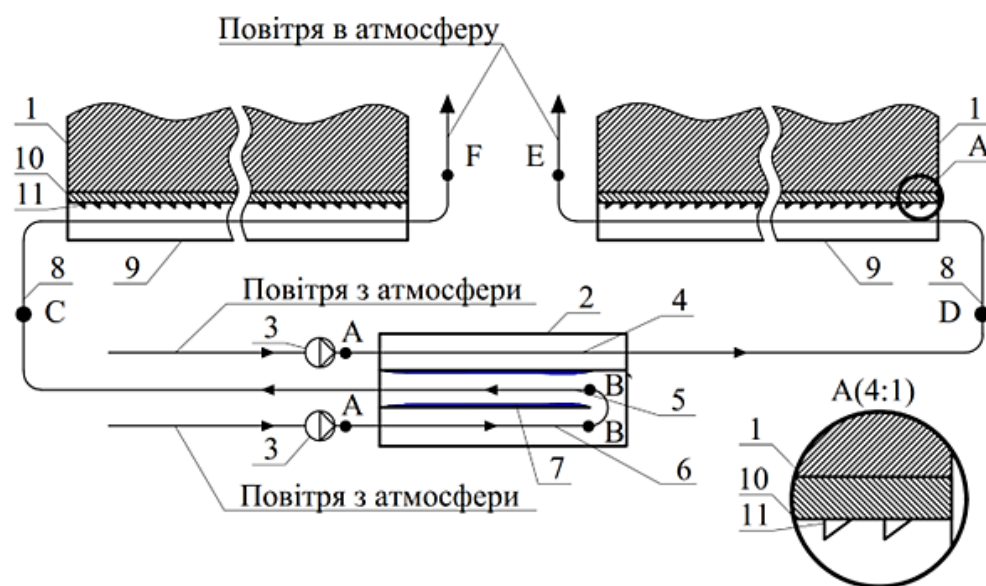


Рис. 2.9 – Нова схема охолодження сонячних панелей: 1 – сонячна панель, 2 – тепломасообмінний апарат непрямого випарного типу по циклу Майсоценко, 3 – вентилятор, 4 – робочий канал, 5 – вологий канал, 6 – сухий канал, 7 – капілярно-пористий матеріал, 8 – повітропровід, 9 – канал охолодження, 10 – алюмінієва пластина, 11 – W-подібні ребра [22]

На діаграмі (рис. 2.10) відрізком А – В зображено охолодження повітря у сухому 6 та робочому 4 каналах до температури близької до температури точки роси. Процес В – В' виникає при потраплянні повітря із сухого каналу 6 до вологого 5, після чого повітря по лінії насичення зволожується і нагрівається до температури на 4...5°C нижчої температури атмосферного повітря, – процес В' – С. Відрізком А – D зображено охолодження атмосферного повітря у робочому каналі до температури близької до температури точки роси.

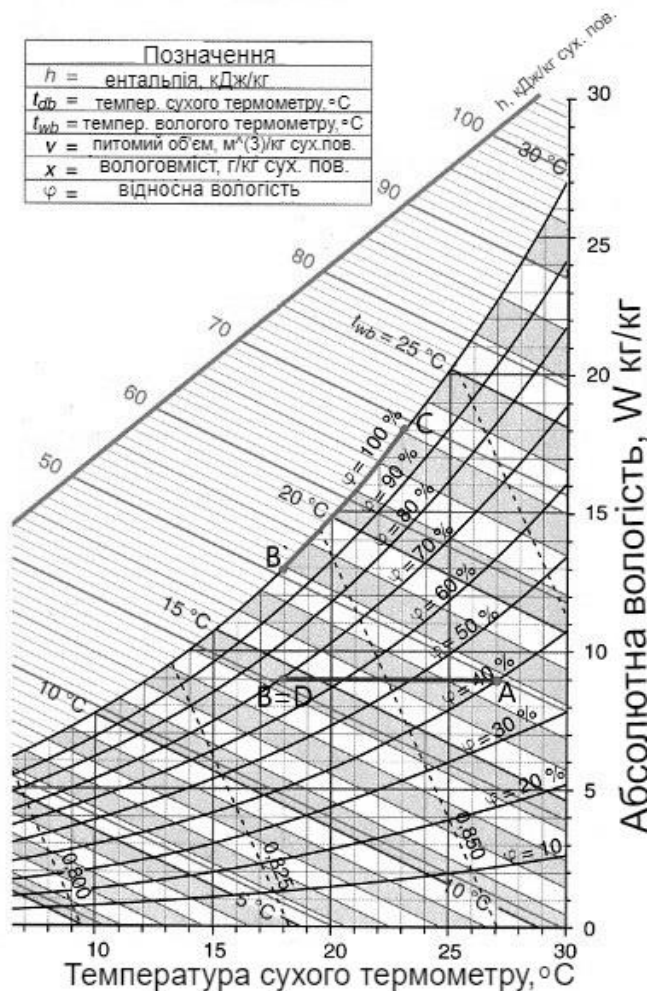


Рис. 2.10 – I-D діаграма

Перевагою схеми є ефективне використання двох потоків повітря (з використанням ентальпії вологого повітря), що підвищує отриману потужність. Також, схема характеризується достатньою простотою, більшою економічністю та екологічністю. На дану схему подано заявку на винахід №a202201812 від 31/05/2022 [22].

2.1.3 Результати розрахунку нової системи охолодження

Для визначення ефективності нової схеми охолодження сонячних панелей виконано тепловий розрахунок. Для розрахунку обрано сонячну панель марки KV7–280P (280 Вт) виробництва «Квазар» (Україна). Для даної схеми

охолодження сонячних панелей обрано тепломасообмінний апарат по циклу Майсоценко М50В виробництва Coolerado (США). Враховуючи витрату повітря та необхідну потужність для роботи даного тепломасообмінного апарату, виконано тепловий розрахунок сонячних панелей з використанням охолодженого потоку повітря та насиченого вологого повітря на 4-5°C нижче температури атмосферного повітря.

Вихідні дані

Розмір панелі – 1640*992*40 мм, ККД – 15,9%, потужність 280 Вт, температура роботи -45-85°C, температурний коефіцієнт ТС=0,5%/°C. Витрата повітря з апарату М50В складає $\sigma=2294$ м³/год (табл. 1), необхідна потужність для роботи 750 Вт. Висота каналу із W-подібними ребрами Н=108,45 мм (2.3), а еквівалентний діаметр $D_{eq}=195,52$ мм (2.5). Тепловий потік $Q^*=1017$ Вт/м².

Температура та вологість атмосферного повітря та повітря на виході з сухого та вологого каналів охолодження представлено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Температура і вологість атмосферного, охолодженого та вологого повітря

$t_{атм}, ^\circ C$	$\phi_{атм}, \%$	$t_{хол}, ^\circ C$	$\phi_{хол}, \%$	$t_{вол}, ^\circ C$	$\phi_{вол}, \%$
29	30	15	70	22	100

Розрахунок втрати тиску в трубопроводі

Втрата тиску у трубопроводі, що веде до вологого каналу (враховується відповідна швидкість та число Рейнольдса):

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.6)$$

де f – коефіцієнт тертя, L – довжина каналу, d – еквівалентний діаметр каналу, ρ – густина повітря, v – швидкість повітря.

Довжина трубопроводу визначається приблизно із урахуванням ширини сонячної панелі w :

$$L = 1,35w = 1,35 \cdot 0,992 \text{ м} = 1,34 \text{ м} \quad (2.7)$$

де w – ширина сонячної панелі.

Канал охолодження прямокутний, тому беремо еквівалентний діаметр панелі $d = 195,52 \text{ мм}$.

$$f = f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{56493}} = 0,021, \quad (2.8)$$

де f – коефіцієнт тертя, f_s – коефіцієнт тертя гладкої поверхні, Re – число Рейнольдса.

Тоді втрата тиску:

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0,021 \frac{1,34 \text{ м}}{0,19552 \text{ м}} \frac{1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} (4,4 \text{ м})^2}{2} = 1,64 \text{ Па} \quad (2.9)$$

Втрата тиску у трубопроводі, що веде до каналу з холодним повітрям (враховується відповідна швидкість та число Рейнольдса):

$$f = f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{76879,6}} = 0,0189 \quad (2.10)$$

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0,0189 \frac{1,34 \text{ м}}{0,19552 \text{ м}} \frac{1,22 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} (5,7 \text{ м})^2}{2} = 2,6 \text{ Па} \quad (2.11)$$

Сумарна втрата тиску у трубопроводі складає 4,24 Па.

Методика розрахунку

Ціль розрахунку – визначити необхідну кількість панелей для забезпечення роботи вентиляторів апарату Майсоценко, прорахувати отриману електричну потужність та порівняти дану нову схему із схемою з використанням лише холодного повітря.

1) Розрахунок деградованого ККД та потужності

Тепловий потік від зворотної сторони сонячної панелі обраховується по формулі (2.12).

$$Q = Q^* \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{дег}}}{100}\right) \cdot F, \quad (2.12)$$

де Q^* - падаючий потік, $\eta_{\text{дег}}$ – деградоване ККД, F – площа панелі.

$$\eta_{\text{дег}} = \eta \cdot \left(1 - \frac{T_C}{100} \cdot \Delta T\right), \quad (2.13)$$

де η – максимальне значення ККД сонячної панелі, T_C – температурний коефіцієнт, ΔT – приріст температури вище номінальної.

2) Визначення теплофізичних властивостей повітря відповідно до середньої температури потоку $\bar{t}_f$.

3) Визначення швидкості потоку

$$\bar{V} = \frac{\sigma}{\rho \cdot F^*} \quad (2.14)$$

4) Визначення числа Рейнольдса і Нуссельта (рис. 2.7)

$$\text{Re}_D = \frac{\bar{V} \cdot D_{eq}}{\nu} \quad (2.15)$$

$$\text{Nu} \quad (2.16)$$

5) Визначення коефіцієнту тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D_{eq}} \quad (2.17)$$

6) Визначення підігріву повітря у каналі охолодження та температури на виході з каналу

$$t_{f_{\text{вих}}} - t_{f_{\text{вх}}} = \frac{Q}{\sigma \cdot C_p} \quad (2.18)$$

$$t_{f_{\text{вих}}} = \frac{Q}{\sigma \cdot C_p} + t_{f_{\text{вх}}} \quad (2.19)$$

7) Визначення середньої температури повітря у каналі охолодження

$$\bar{t}_f = \frac{1}{2}(t_{f_{\text{вх}}} + t_{f_{\text{вих}}}) \quad (2.20)$$

8) Визначення середньої температури зворотної сторони сонячної панелі з рівняння Ньютона

$$Q = \bar{\alpha}(\bar{t}_w - \bar{t}_f) \cdot F \quad (2.21)$$

$$\bar{t}_w = \frac{Q}{\bar{\alpha} \cdot F} + \bar{t}_f \quad (2.22)$$

Температура сонячної панелі повинна зберігатися у рамках її робочої температури при даній витраті і температурі повітря. Якщо температура останньої сонячної панелі не перевищує 80°C, розрахунок продовжується далі для наступного ряду сонячних панелей.

9) Визначення деградованого ККД та отриманої електричної потужності з врахуванням відповідного приросту температури ΔT .

$$\eta_{\text{дег}} = \eta \cdot \left(1 - \frac{T_C}{100} \cdot \Delta T\right), \quad (2.23)$$

де η – максимальне значення ККД сонячної панелі, T_C – температурний коефіцієнт, ΔT – приріст температури вище номінальної.

$$Q_{\text{елдег}} = Q^* \cdot F \cdot \frac{\eta_{\text{дег}}}{100}, \quad (2.24)$$

де Q^* - падаючий потік, F – площа панелі, $\eta_{\text{дег}}$ – деградоване ККД.

10) Визначення сумарної отриманої електричної потужності

$$Q_{\text{ел}} = \sum_{l=1}^k Q_{\text{елдегл}}, \quad (2.25)$$

де $Q_{\text{елдегл}}$ – деградована електрична потужність, k – кількість сонячних панелей для забезпечення роботи вентиляторів тепломасообмінного апарату Майсоценко, при умові, що температура останньої сонячної панелі не перевищує 80°C.

11) Визначення втрати тиску

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.26)$$

де f – коефіцієнт тертя, L – довжина каналу, d – еквівалентний діаметр каналу, ρ – густина повітря, v – швидкість повітря.

Коефіцієнт тертя визначаємо по формулі:

$$f = \frac{f_r}{f_s} \cdot f_s, \quad (2.27)$$

де $\frac{f_r}{f_s}$ – відношення коефіцієнту тертя шорсткої поверхні до коефіцієнту тертя гладкої поверхні (рис. 2.8).

Коефіцієнт тертя гладкої поверхні визначаємо по формулі:

$$f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (2.28)$$

де Re – число Рейнольдса.

Із рис. 2.8:

$$\frac{f_r}{f_s} = 2,875 \quad (2.29)$$

Приклад теплового розрахунку для насиченого вологого повітря:

1) Розрахунок деградованого ККД та потужності

Тепловий потік від зворотної сторони сонячної панелі обраховується по формулі (2.12):

$$\begin{aligned} Q &= Q^* \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{дег}}}{100}\right) \cdot F = 1017 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \left(1 - \frac{11,53}{100}\right) \cdot 1,64 \text{ м} \cdot 0,992 \text{ м} = \\ &= 1463,8 \text{ Вт}, \end{aligned} \quad (2.30)$$

де Q^* - падаючий потік, $\eta_{\text{дег}}$ – деградоване ККД, F – площа панелі.

$$\eta_{\text{дег}} = \eta \cdot \left(1 - \frac{TC}{100} \cdot \Delta T\right) = 15,9 \cdot \left(1 - \frac{0,5\%}{100} \cdot 55^\circ\text{C}\right) = 11,53\%, \quad (2.31)$$

де η – максимальне значення ККД сонячної панелі, TC – температурний коефіцієнт, ΔT – приріст температури вище номінальної.

Приріст температури обирається $\Delta T = 55^\circ\text{C}$, тобто вважається, що сонячна панель нагрівається до максимального граничного робочого значення у 80°C .

2) Визначення теплофізичних властивостей повітря відповідно до середньої температури потоку $\bar{t}_f$. Температура потоку на вході $t_{\text{вх}} = \bar{t}_f = 22^\circ\text{C}$, відносна вологість $\phi_{\text{вол}} = 100\%$. Теплофізичні властивості повітря представлено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Теплофізичні властивості насиченого вологого повітря

ρ , кг/м ³	ν , м ² /с	λ , Вт/(м·К)	C_p , Дж/(кг·К)
1,18	$15 \cdot 10^{-6}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	1006

3) Визначення швидкості потоку

$$\bar{V} = \frac{\sigma}{\rho \cdot F^*} = \frac{0,559 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,992 \text{ м} \cdot 0,10845 \text{ м}} = 4,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.32)$$

4) Визначення числа Рейнольдса і Нуссельта (рис. 2.7)

$$\text{Re}_D = \frac{\bar{V} \cdot D_{eq}}{\nu} = \frac{4,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 0,19552 \text{ м}}{15 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}} = 56493 \quad (2.33)$$

$$\text{Nu} = 430,152 \quad (2.34)$$

5) Визначення коефіцієнту тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D_{eq}} = \frac{430,152 \cdot 2,6 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}}{0,19552 \text{ м}} = 57,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.35)$$

6) Визначення підігріву повітря у каналі охолодження та температури на виході з каналу

$$t_{f\text{вих}} - t_{f\text{вх}} = \frac{Q}{\sigma \cdot C_p} = \frac{1463,8 \text{ Вт}}{0,559 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot 1,006 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}} = 2,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.36)$$

$$t_{f\text{вих}} = \frac{Q}{\sigma \cdot C_p} + t_{f\text{вх}} = 2,6 \text{ }^{\circ}\text{C} + 22^{\circ}\text{C} = 24,6^{\circ}\text{C} \quad (2.37)$$

7) Визначення середньої температури повітря у каналі охолодження

$$\bar{t}_f = \frac{1}{2}(t_{f\text{вх}} + t_{f\text{вих}}) = \frac{1}{2}(22^{\circ}\text{C} + 24,6^{\circ}\text{C}) = 23,3^{\circ}\text{C} \quad (2.38)$$

8) Визначення середньої температури зворотної сторони сонячної панелі з рівняння Ньютона

$$Q = \bar{\alpha}(\bar{t}_w - \bar{t}_f) \cdot F \quad (2.39)$$

$$\bar{t}_w = \frac{Q}{\bar{\alpha} \cdot F} + \bar{t}_f = \frac{1463,8 \text{ Вт}}{57,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \cdot 1,64 \text{ м} \cdot 0,992 \text{ м}} + 23,3^{\circ}\text{C} = 39^{\circ}\text{C} \quad (2.40)$$

Температура останньої сонячної панелі не перевищує 80°C , тому розрахунок продовжується далі для наступного ряду сонячних панелей.

9) Визначення деградованого ККД та отриманої електричної потужності з врахуванням відповідного приросту температури Δt .

$$\Delta t = \bar{t}_w - t_{nom} = 39^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = 14^{\circ}\text{C} \quad (2.41)$$

$$\eta_{\text{дег}} = \eta \cdot \left(1 - \frac{T_C}{100} \cdot \Delta t\right) = 15,9 \cdot \left(1 - \frac{0,5\%}{100} \cdot 14^{\circ}\text{C}\right) = 14,79\%, \quad (2.42)$$

де η – максимальне значення ККД сонячної панелі, T_C – температурний коефіцієнт, ΔT – приріст температури вище номінальної.

$$Q_{\text{елдег}} = Q^* \cdot F \cdot \frac{\eta_{\text{дег}}}{100} = 1017 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot 1,64 \text{ м} \cdot 0,992 \text{ м} \cdot \frac{14,79}{100} = 244,6 \text{ Вт}, \quad (2.43)$$

де Q^* – падаючий потік, F – площа панелі, $\eta_{\text{дег}}$ – деградоване ККД.

10) Визначення сумарної отриманої електричної потужності

$$Q_{\text{ел}} = \sum_{l=1}^k Q_{\text{елдег}l}, \quad (2.44)$$

де $Q_{\text{елдегl}}$ – деградована електрична потужність, k – кількість сонячних панелей для забезпечення роботи вентиляторів тепломасообмінного апарату Майсоценко, при умові, що температура останньої сонячної панелі не перевищує 80°C .

11) Визначення втрати тиску

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0,0589 \cdot \frac{1,64 \text{ м}}{0,196 \text{ м}} \cdot \frac{1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} (4,4 \text{ м})^2}{2} = 5,64 \text{ Па}, \quad (2.45)$$

де f – коефіцієнт тертя, L – довжина каналу, d – еквівалентний діаметр каналу, ρ – густина повітря, v – швидкість повітря.

Коефіцієнт тертя визначаємо по формулі:

$$f = \frac{f_r}{f_s} \cdot f_s = 2,875 \cdot 0,0205 = 0,0589, \quad (2.46)$$

де $\frac{f_r}{f_s}$ – відношення коефіцієнту тертя шорсткої поверхні до коефіцієнту тертя гладкої поверхні (рис. 2.8).

Коефіцієнт тертя гладкої поверхні визначаємо по формулі:

$$f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{56493}} = 0,0205, \quad (2.47)$$

де Re – число Рейнольдса.

Із рис. 2.8:

$$\frac{f_r}{f_s} = 2,875 \quad (2.48)$$

Результати розрахунку для двох каналів охолодження: з насиченим вологим та холодним повітрям представлені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Результати розрахунку для двох каналів охолодження

Повітря	σ , кг/с	К-ть панелей (ряд*шт)	$t_{\text{останньої}}$ пан, °C	Δp , Па	$Q_{\text{ел}}$, Вт	$\Sigma \Delta p$ панелі, Па	$\Sigma \Delta p$ пан+канал, Па	N_M , Вт	$\Sigma Q_{\text{ел}}$, Вт
Холодне	0,754	2 (1*2)	29,68	18,47	516,35	29,76	34	750	1002,1
Вологе	0,559	2 (1*2)	41,73	11,29	485,7				

Для роботи апарату Майсоценко марки M50B («Coolerado», США) (необхідна потужність $N_M = 750$ Вт) достатньо 4 панелей марки KV7–280P (280 Вт) («Квазар», Україна) – 2 панелі розміщені одна за одною охолоджуються потоком холодного повітря і 2 панелі розміщені одна за одною охолоджуються потоком вологого повітря. Обидва потоки отримуються із тепломасообмінного апарату по М-циклу, який працює за рахунок електроенергії виробленої сонячними панелями – система є самоохолоджуваною. Температура останньої (другої) сонячної панелі значно нижча за граничну робочу температуру у 80°C, що дозволяє встановити додаткову кількість сонячних панелей у ряд з метою вироблення електроенергії для споживчих потреб. При додатковому встановленні сонячних панелей зростає втрата тиску у каналі, що призводить до необхідності встановлення додаткового вентилятора (максимальний напір на виході з каналів апарату Майсоценко складає 30-35 Па).

Аналізуючи результати теплового розрахунку, отримуємо, що використання насиченого вологого повітря отриманого з тепломасообмінного апарату по М-циклу збільшує електричну потужність практично у 2 рази. Схема із використанням обох потоків повітря по М-циклу: насиченого волого та холодного у 2 рази ефективніша за схему із використанням лише холодного повітря.

2.2 Охолодження повітря (охолоджувача) після компресора в енергетичній газовій турбіні потужністю 25 МВт

Тепломасообмінний апарат по циклу Майсоценко може застосовуватись у чисельних новітніх енергетичних системах. Запропоновано, розроблено та розраховано схему з використанням тепломасообмінного апарату по циклу Майсоценко з сонячними панелями у системі ГТУ у командній роботі: З.Бухонок, О.Ступак, А.Халатов, І.Борисов.

2.2.1 Основні характеристики газової турбіни

Об'єктом дослідження є стаціонарна газова турбіна М-80 виробництва ДП НВКГ «Зоря-Машпроект» потужністю 25 МВт.

Інша назва - UGT 25000 (ТА80, ДН80, ДГ80, ДІ80) - тривальний газотурбінний двигун IV покоління для морського та промислового застосування (рис. 2.11):

- потужність – 25 МВт;
- ККД – 36,5 %;
- серійний випуск з 1995 року;
- Виготовлено понад 60 од.;
- загальне напрацювання близько 500 тис. годин;
- напрацювання лідера в газовій промисловості – понад 36 тис. годин, енергетиці – 4000 годин;
- експлуатується на есмінцях, а також на компресорних та електричних станціях [25].



Рис. 2.11 – Газова турбіна М80 «Зоря-Машпроект», Україна [25]

2.2.2 Схема охолодження стиснутого повітря

У схемі (рис. 2.12) відбувається попереднє охолодження повітря відібраного від компресора високого тиску за допомогою апарату по М-циклу з сонячною панеллю з подальшим його поданням на охолодження передньої кромки лопаток газової турбіни. Повітря після компресору розділяється на три потоки. Перший потік повітря, що є основним, поступає до камери згорання. Другий потік відбирається від ступені компресора середнього тиску та подається до штатного теплообмінного апарату, де охолоджується за рахунок передачі теплоти маслопроводу ГТУ та поступає на охолодження елементів газової турбіни. Третій потік відбирається від компресора високого тиску і надходить до додаткового теплообмінного апарату, де охолоджується повітрям від апарату Майсоценко з сонячними панелями та подається на охолодження кромки лопаток газової турбіни [24].

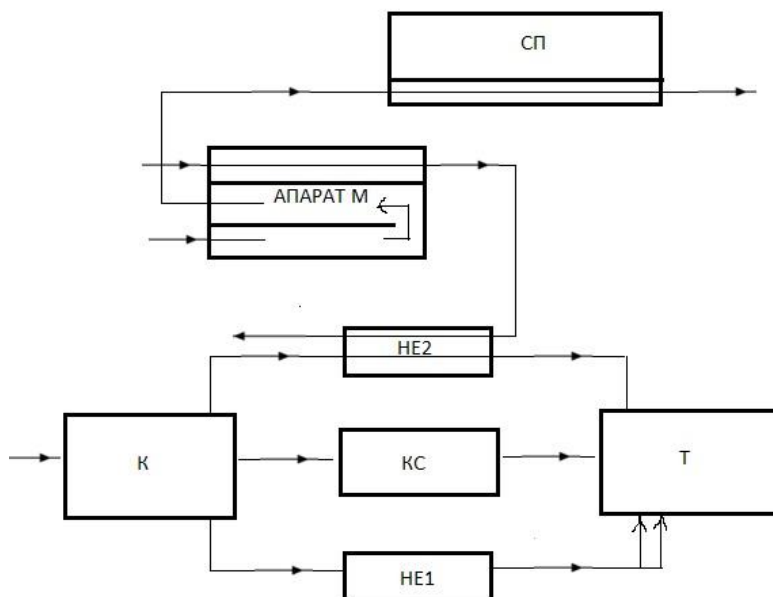


Рис. 2.12 – Схема охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора в системі ГТУ

У схемі використовується компресор, камера згорання, газова турбіна, повітропроводи для відбору повітря від компресора до штатного тепломасообмінного апарату із масляним контуром турбіни та додаткового тепломасообмінного апарату, штатний тепломасообмінний апарат, додатковий тепломасообмінний апарат, апарат Майсоценко, сонячні панелі із W-подібними ребрами, вентилятори, додатковий вентилятор, електрогенератор.

Існуючі дослідження показали, що ефективність ГТУ зростає із зростанням температури та тиску робочого тіла на вході в турбіну. Проте, зріст температури робочого тіла обмежується жаростійкістю матеріалів турбіни, що призвело до технічного рішення - охолодження елементів газової турбіни. Особливістю схеми є плівкове охолодження передньої кромки лопаток газової турбіни повітрям, яке відбирається від компресора високого тиску та попередньо до подачі на лопатки охолоджується у додатковому теплообміннику повітрям отриманим з тепломасообмінного апарату Майсоценко. Робота тепломасообмінного апарату Майсоценку забезпечується сонячними панелями. Перевагою схеми є

підвищення ефективності ГТУ без додаткових енерговитрат за рахунок вкладень у додаткове обладнання.

2.2.3 Розрахунок теплообмінника HE2

Першим кроком є розрахунок повітряно-повітряного теплообмінного апарату HE2. В залежності від ступеня охолодження повітря у даному теплообміннику змінюється необхідна витрата холодного повітря від апарату Майсоценко.

Загальна схема додаткового теплообмінного апарату у якому відбувається охолодження стиснутого повітря відібраного від компресора високого тиску для подальшої подачі на охолодження кромки лопаток газової турбіни зображено на рис. 2.13.

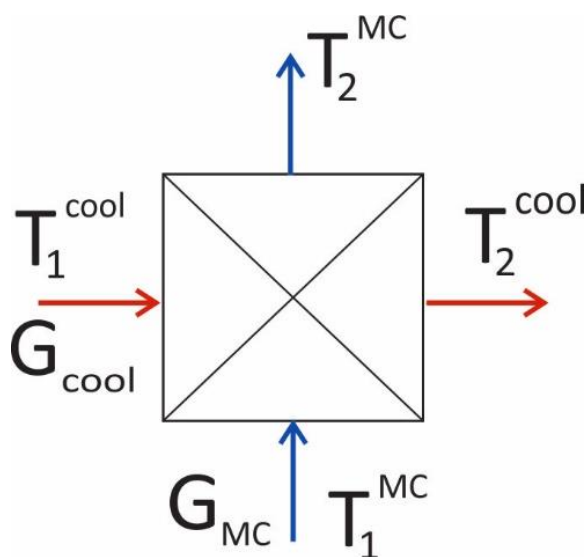


Рис. 2.13 – Загальна схема теплообмінника HE2: σ_{MC} – потік повітря із апарату

Майсоценко, T_1^{MC} – температура охолодженого повітря на виході з апарату Майсоценко, T_2^{MC} – температура повітря на виході з теплообмінного апарату (викидається у атмосферу), σ_{cool} – потік стиснутого повітря відібраного від компресора високого тиску, T_1^{cool} – температура стиснутого повітря відібраного від компресору високого тиску, T_2^{cool} – температура стиснутого повітря охолодженого у теплообмінному апараті, що подається на охолодження лопаток газової турбіни

Вихідні дані

Ступінь стискання повітря у компресорі: $\pi = 22,6$

Температура повітря на вході в компресор $T_1 = 290\text{K}$

Температура холодного повітря на виході із апарату Майсоценко: $T_1^{\text{MC}} = 10^\circ\text{C}$

Витрата повітря через компресор: $\sigma_c = 90\text{ kg/s}$

Витрата повітря на охолодження елементів турбіни: $\sigma_{cool} = 0,09 \cdot G_C = 8,1\text{ kg/s}$

Коефіцієнт корисної дії компресора: $\eta_c = 0,86$

Показник адіабати: $k = 1,4$

Розрахунок

1) Температура повітря на виході із компресора, яка дорівнює температурі T_1^{cool} стиснутого повітря на вході в теплообмінник HE2:

$$T_2^C = T_1^{\text{cool}} = \eta_c \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.49)$$

$$T_{2S} = 290 \cdot 22,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 707\text{ K} = 434^\circ\text{C} \quad (2.50)$$

$$T_2 = 290 + (707-290)/0,86 = 775\text{ K} = 502^\circ\text{C} \quad (2.51)$$

2) Тепловий потік в теплообміннику HE2:

$$Q_{\text{HE2}} = \sigma_{cool} \cdot c_{p_{cool}} \cdot \Delta T_{cool} \quad (2.52)$$

3) Розрахунок теплообмінника виконано в програмі «excel», методом підбору різних параметрів з урахуванням реальної ефективності теплообміну. В тракті стиснутого повітря різниця температур потоку між входом і виходом є незначною відносно значення самої температури, а відношення:

$$\frac{(G \cdot c_p)_{\min}}{(G \cdot c_p)_{\max}} = \frac{(G^{\text{MC}} \cdot c_p^{\text{MC}})}{(G^{\text{cool}} \cdot c_p^{\text{cool}})} \ll 1, \quad (2.53)$$

не має суттєвого значення схема руху потоків (протиток, прямотечія чи перехресна течія).

Розглянуто три схеми кожухотрубного теплообмінного апарату з поперечним обтіканням трубних пучків з прямими (а,б) та U-подібними (в)

трубами (рис. 2.14). Схеми б і в відрізняються більш довгими довжинами труб та їх меншою кількістю. Вибір схеми залежить від детального розрахунку та аналізу теплогідравлічних параметрів та вимог технічного завдання з кінцевою метою забезпечення мінімальних масогабаритних характеристик. На рис. 2.15 зображено схему поперечного обтікання труб.

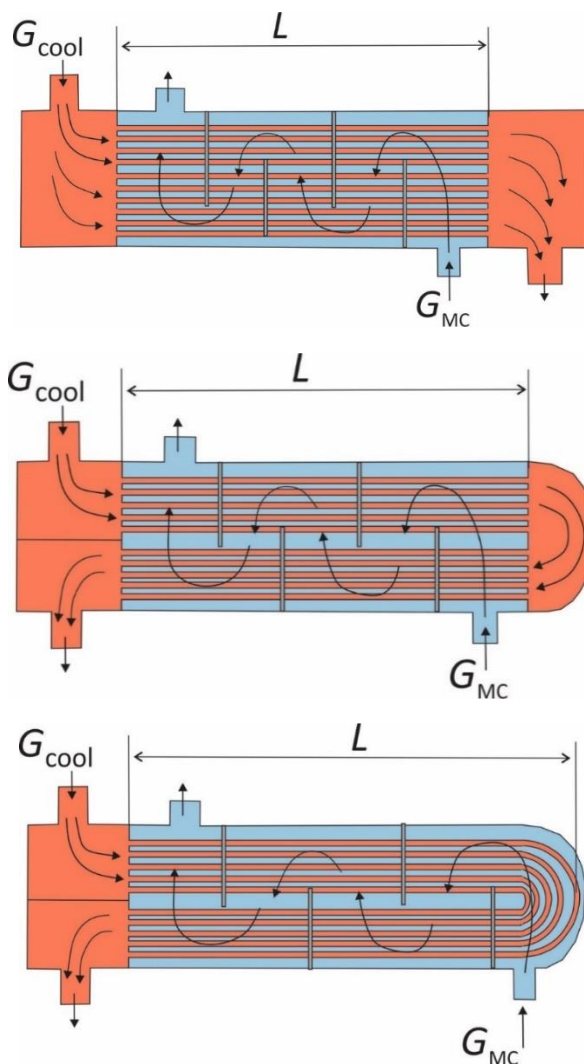


Рис. 2.14 – Схеми кожухотрубного теплообмінника з поперечним обтіканням трубних пучків: а,б – прямі труби, в – U-подібні труби, G_{MC} – потік від апарату Майсоценко, G_{cool} – потік стиснутого повітря всередині труб на охолодження елементів турбіни, L – довжина труб

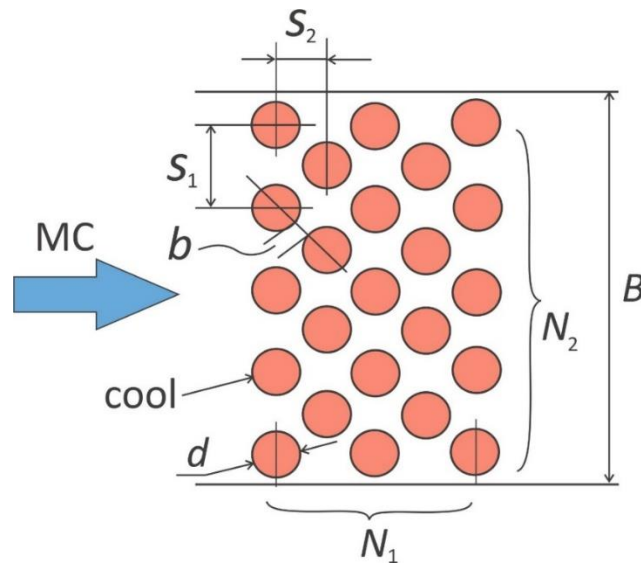


Рис. 2.15 – Схема поперечного обтікання труб: b – відстань між трубками, d – діаметр трубок, N_1 – кількість труб в поздовжньому напрямку, N_2 – кількістю труб в поперечному напрямку

Теплообмін та гідравлічний опір всередині труб

Для теплообміну повітря всередині труб при турбулентному режимі використовуємо формулу Міхеєва:

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad (2.54)$$

де Nu – число Нуссельта, Re – число Рейнольдса.

Гідравлічний опір всередині труб обраховується по співвідношенню:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.55)$$

де f – коефіцієнт тертя для турбулентного режиму, L – довжина трубопроводу, d – еквівалентний діаметр каналу, ρ – густина повітря, v – швидкість повітря.

Коефіцієнт тертя для турбулентного режиму визначається по формулі Блазіуса:

$$f = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (2.56)$$

де Re – число Рейнольдса.

Геометрія трубного пучка

Вибираємо шаховий порядок (квадратна упаковка) розташування труб (рис. 2.15). Для даного випадку:

$$S_1 = 2S_2 \quad (2.57)$$

$$S_2 = \frac{b+d}{\sqrt{2}}, \quad (2.58)$$

де b – відстань між трубками, d – діаметр трубок.

Загальна кількість труб:

$$N_{\Sigma} = (2N_1 - 1) \cdot (N_2 / 2), \quad (2.59)$$

де N_1 – кількість труб в поздовжньому напрямку, N_2 – кількістю труб в поперечному напрямку.

Мінімальне прохідне січення визначається по формулі:

$$F_{\min} = b \cdot L \cdot (2N_1 - 1) / N_{\text{pass}}, \quad (2.60)$$

де b – відстань між трубками, L – довжина труб, N_1 – кількість труб в поздовжньому напрямку, N_{pass} – кількість проходів в міжтрубному просторі.

Теплообмін та гідравлічний опір потоку у міжтрубному просторі

Теплообмін при поперечному обтіканні обраховуємо по наступному співвідношенню:

$$\text{Nu} = 0,35 \cdot \text{Re}^{0,6}, \quad (2.61)$$

де Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса обраховується по діаметру труб та швидкості потоку в мінімальному перерізі.

Гідравлічні втрати складаються зі втрат при обтіканні труб та втратах при поворотах потоку.

Число Ейлера для одного ряду трубного пучка визначається наступним співвідношенням (Ісаченко):

$$Eu = 1,4 \cdot Re^{-0,25}, \quad (2.62)$$

де Re – число Рейнольдса.

Втрати тиску при обтіканні труб обраховуються наступним рівнянням:

$$\Delta p = Eu \cdot (N_2 + 1) \cdot N_{pass} \cdot \rho \cdot w_{max}, \quad (2.63)$$

де Eu – число Ейлера, N_2 – кількістю труб в поперечному напрямку, N_{pass} – кількість проходів в міжтрубному просторі, ρ – густина, w_{max} – максимальна швидкість потоку.

Гідравлічні втрати в поворотах обраховуються наступним чином:

$$\Delta p_{turn} = (N_{pass} - 1) \cdot \xi \cdot \rho \cdot w_{av}^2 / 2, \quad (2.64)$$

де N_{pass} – кількість проходів в міжтрубному просторі, w_{av} – середня швидкість потоку при вході в поворот, $(N_{pass} - 1)$ – кількість поворотів, ξ - коефіцієнти місцевих опорів, ρ – густина.

При розрахунку теплообмінника HE2 визначено необхідну витрату повітря для різного ступеня охолодження повітря-охолоджувача $\Delta T = 10-25^\circ C$. Розраховано 3 теплообмінники а, б і в (рис. 2.14). Діаметр трубок теплообмінника $d = 0,02$ м, відстань між трубками $b = 0,01$ м, кількість проходів в міжтрубному просторі $N_{pass} = 5$. Атмосферне повітря – $29^\circ C/30\%$, на виході з ТМО М-циклу: робочий канал - $15^\circ C/70\%$; вологий канал – $22^\circ C/100\%$. Результати розрахунку представлені у таблиці 2.5, 2.6, 2.7.

Таблиця 2.5

Результати розрахунку теплообмінника А

№	T_1^{MC} °C	ΔT HE2 град	k_i cool	k_i MC	ε	L м	N_1	N_2	N	S м²	$\frac{G_{MC}}{G_{cool}}$	T_2^{MC} °C	Δp cool atm	Δp MC Pa	σ_{MC} , м³/год	σ_{MC} вол, м³/год
1	15	5	1	1	0,7	3	7	12	78	14,7	0,0165	359	0,19	62	372,1114	308,6
2	15	10	1	1	0,7	3	7	12	78	14,7	0,033	359	0,19	212	744,2227	617,2
3	15	15	1	1	0,7	3	7	12	78	14,7	0,05	356	0,19	438	1127,61	935,1
4	15	20	1	1	0,42	3	7	12	78	14,7	0,11	227	0,19	1485	2480,742	2057,2

Таблиця 2.6

Результати розрахунку теплообмінника Б

№	T_1 °C	ΔT Н Е2 град	k_i col	k_i M C	ε	L м	N_1	N_2	N	S м²	$\frac{G_{MC}}{G_{cool}}$	T_2 °C	Δp col atm	Δp M C Pa	σ_{MC} , м³/го д	σ_{MC} вол, м³/г од	N до д. ве нт, Вт	Апа рат М- цикл	N Апар ату М- цикл у, Вт	N су м., Вт
1	15	10	1	1	0,91	4	7	16	104	19,59	0,025	465	0,15	114	563,8051	467,5	50	М30	150	200
2	15	15	1	1	0,82	4	7	16	104	19,59	0,042	418	0,15	270	947,1926	785,5	150	М30	250	400
3	15	20	1	1	0,69	4	7	16	104	19,59	0,067	354	0,15	569	1510,998	1253,0	454	М30	450	904
4	15	25	1	1	0,55	4	7	16	104	19,59	0,105	288	0,15	1152	2367,981	1963,7	524	М50	750	1274

Таблиця 2.7

Результати розрахунку теплообмінника В

№	T_1 °C	ΔT Н Е2 град	k_i col	k_i M C	ε	L м	N_1	N_2	N	S м²	$\frac{G_{MC}}{G_{cool}}$	T_2 °C	Δp col atm	Δp M C Pa	G_{MC} м³/го д	G_{MC} волог ний, м³/год	N до д. ве нт, Вт	Апа рат М- цикл	N Апар ату М- цикл у, Вт	N су м., Вт
1	15	15	1	1	0,86	5	7	18	117	36,74	0,04	437	0,16	191	902,0882	748,1	100		250	350
2	15	20	1	1	0,79	5	7	18	117	36,74	0,058	404	0,16	352	1308,028	1084,7	240	М30	450	690
3	15	25	1	1	0,71	5	7	18	117	36,74	0,081	365	0,16	604	1826,729	1514,8	520	М50	750	1270

Для подальшого дослідження та розрахунку обирається теплообмінник Б і В, так як у теплообміннику А необхідна висока витрата повітря для вищого ступеня охолодження повітря-охолоджувача ΔT . Потенційним варіантом є ступінь охолодження повітря-охолоджувача $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ і $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$, теплообмінник Б і В.

2.2.4 Вибір серійного тепломасообмінного апарату по М-циклу. Додатковий вентилятор

У теплообмінниках Б і В для ступеня охолодження повітря охолоджувача $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ і $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ визначено необхідну витрату охолоджувача. У теплообміннику Б для $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ необхідна витрата холодного повітря складає $\sigma_{\text{MC}} = 1510,998 \text{ м}^3/\text{год}$, а для $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ - $\sigma_{\text{MC}} = 2367,981 \text{ м}^3/\text{год}$. У теплообміннику В для $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ необхідна витрата холодного повітря складає $\sigma_{\text{MC}} = 1308,028 \text{ м}^3/\text{год}$, а для $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ - $\sigma_{\text{MC}} = 1826,729 \text{ м}^3/\text{год}$.

Відповідно до необхідної витрати повітря обирається тепломасообмінний апарат Майсоценко виробництва «Coolerado» (США). Огляд серійних апаратів зроблено у р. 1.3. У двох теплообмінниках для ступеня охолодження у $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ і $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ обрано апарат марки М30 і М50 відповідно. Із технічних характеристик марок даних апаратів [26] визначено витрату насиченого волого повітря, яке використовується для охолодження сонячних панелей.

Для вищого напору для проштовхування повітря далі по повітропроводам ГТУ у схему встановлюється додатковий вентилятор для прямокутних каналів RS 60-35 EC sileo, максимальний повний тиск якого складає 500 Па, максимальна потужність – $N_{\text{дод.вент.}} = 524 \text{ Вт}$. Необхідна потужність для роботи цього вентилятора враховується у розрахунку.

2.2.5 Необхідна кількість сонячних панелей. Розрахунок втрат тиску

У системі ГТУ використовується тепломасообмінний апарат Майсоценко, який використовує електричну енергію від сонячних панелей. Один з потоків повітря відбирається із компресора високого тиску і подається у теплообмінник для охолодження попередньо до подачі на охолодження кромки лопаток газової турбіни. Охолодження даного потоку відбувається із використанням холодного повітря отриманого з тепломасообмінного апарату по М-циклу. Таким чином, охолодження відібраного повітря від компресора високого тиску відбувається за рахунок сонячних панелей [24]. Насичений вологий потік на 4-5°C отриманий із апарату Майсоценко подається на сонячні панелі для зменшення ефекту деградації їх ККД. Витрата вологого повітря визначена із технічних характеристик апаратів Майсоценко різних марок.

Проведено тепловий розрахунок з метою визначення кількості сонячних панелей необхідних для забезпечення роботи апарату Майсоценко марки M30 і M50B та забезпечення достатньої потужності для роботи додаткового вентилятора RS 60-35 EC sileo. При цьому у системі ГТУ ефективно використовуються обидва потоки повітря: холодний потік подається у теплообмінник HE2, а насичений вологий потік повітря для охолодження сонячних панелей.

Методика теплового розрахунку співпадає з методикою у р. 2.1.3. У розрахунку враховується нова витрата повітря і температура, що рівна 22°C з 100% відносною вологістю на виході з тепломасообмінного апарату Майсоценко. Результати розрахунку представлені у таблиці 2.8 і 2.9.

Таблиця 2.8

Розрахунок сонячних панелей для теплообмінника Б

Марка	ΔT , °C	$N_{\text{сум}}$, Вт	$\sigma_{\text{вол}}$, м ³ /год	К-ть панелей (ряд*шт)	$t_{\text{ост пан}}$, °C	$Q_{\text{ел}}$, Вт	Δp , Па	$\Sigma \Delta p_{\text{тр+к}}$, Па
M30	20	904	1253,0	6 (2*3)	82,3	1182,3	5,95	6,74
M50	25	1274	1963,7	6 (2*3)	60,8	1332,5	12,88	14,61

Таблиця 2.9

Розрахунок сонячних панелей для теплообмінника В

Марка	ΔT , °C	$N_{\text{сум}}$, Вт	$\sigma_{\text{вол}}$, м ³ /год	К-ть панелей (ряд*шт)	$t_{\text{ост пан}}$, °C	$Q_{\text{ел}}$, Вт	Δp , Па	$\Sigma \Delta p_{\text{тр+к}}$, Па
M30	20	690	1084,7	4 (2*2)	82,6	770,7	3,0	3,61
M50	25	1270	1514,8	8 (2*4)	77,5	1645	11,1	12,2

$t_{\text{ост пан}}$ – температура останньої сонячної панелі в каналі. Гранична температура роботи сонячної панелі складає 85°C. Якщо температура менша цього значення, за необхідності є можливість доставити ще певну кількість сонячних панелей.

Δp – сумарна втрата тиску у каналі охолодження без врахування втрати тиску у трубі, що розподіляє повітря у два канали (ряди) охолодження сонячних панелей. $\Sigma \Delta p_{\text{тр+к}}$ – втрата тиску у каналі охолодження та трубопроводі.

Для теплообмінника Б для двох ступенів охолодження $\Delta T=20^\circ\text{C}$ і $\Delta T=25^\circ\text{C}$ для двох марок M30 і M50В вистачає 6 сонячних панелей марки KV7–280P (280 Вт), «Квазар» (Україна) – 2 ряди по 3 шт (рис. 2.16).

Для теплообмінника В для двох ступенів охолодження $\Delta T=20^\circ\text{C}$, марка M30 необхідно 4 сонячних панелі – 2 ряди по 2 штуки (рис. 2.17). Для $\Delta T=25^\circ\text{C}$

для марки М50В необхідно 8 сонячних панелей марки KV7–280Р (280 Вт), «Квазар» (Україна) – 2 ряди по 4 шт (рис. 2.18).

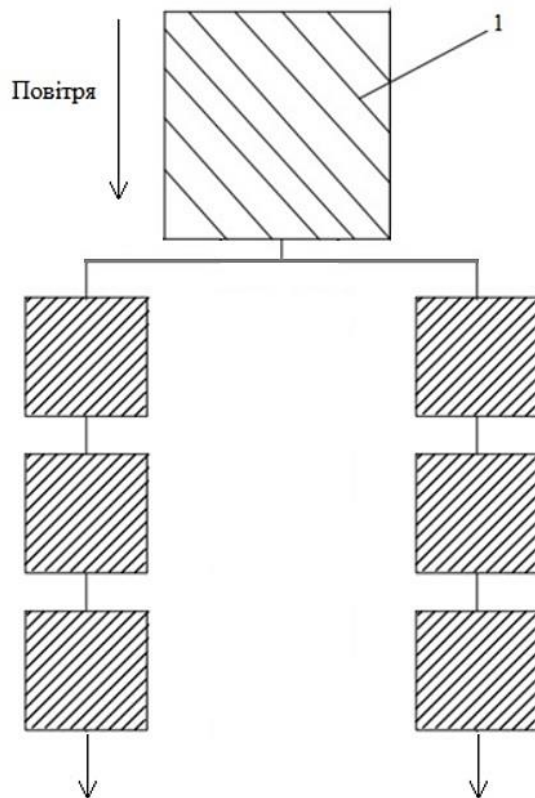


Рис. 2.16 – Схема розміщення сонячних панелей 6 панелей (2*3), ТОВ: М30, М50

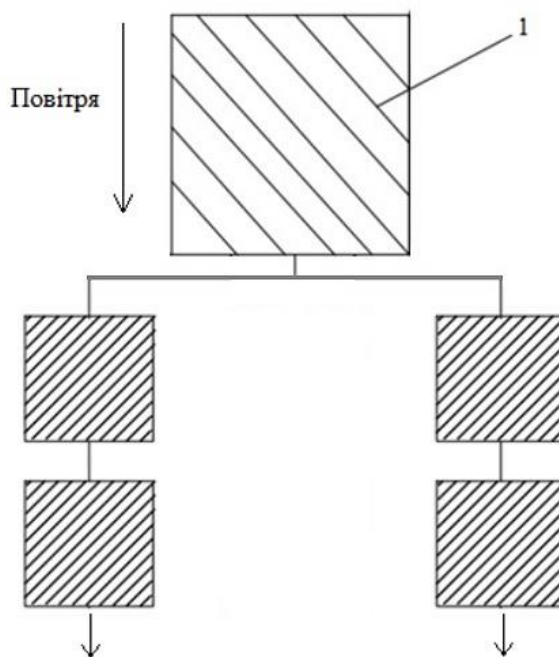


Рис. 2.17 – Схема розміщення сонячних панелей 4 панелі (2*2) для ТОВ: М30

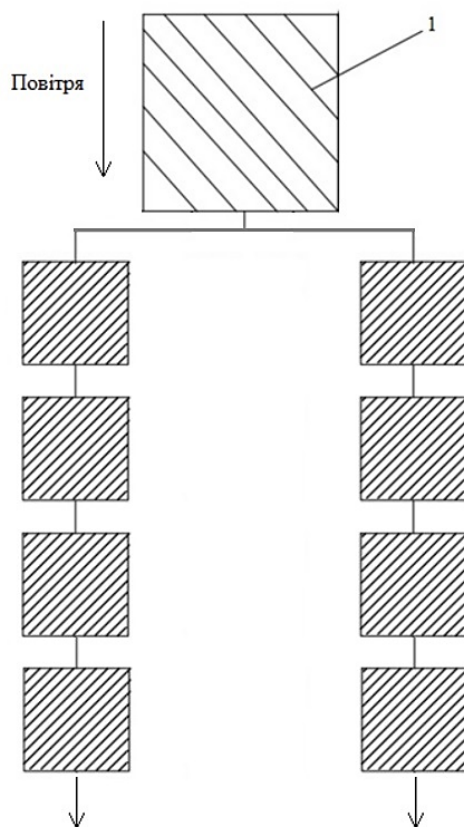


Рис. 2.18 – Схема розміщення сонячних панелей 8 пан. (2*4), ТОВ: М50

Розрахунок втрати тиску в трубопроводі. Результат розрахунку для ТОВ М30

Втрата тиску у трубопроводі, що веде до вологого каналу (враховується відповідна швидкість та число Рейнольдса):

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.65)$$

де f – коефіцієнт тертя, L – довжина каналу, d – еквівалентний діаметр каналу, ρ – густина повітря, v – швидкість повітря.

Довжина трубопроводу визначається приблизно із урахуванням ширини сонячної панелі w :

$$L = 1,35w = 1,35 \cdot 0,992 \text{ м} = 1,34 \text{ м}, \quad (2.66)$$

де w – ширина сонячної панелі.

Канал охолодження прямокутний, тому беремо еквівалентний діаметр панелі $d = 195,52 \text{ мм}$.

$$f = f_s = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{20616}} = 0,026, \quad (2.67)$$

де f – коефіцієнт тертя, f_s – коефіцієнт тертя гладкої поверхні, Re – число Рейнольдса.

Тоді втрата тиску:

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0,026 \frac{1,34 \text{ м}}{0,19552 \text{ м}} \frac{1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} (1,61 \text{ м})^2}{2} = 0,79 \text{ Па} \quad (2.68)$$

Для обох теплообмінників вдалось створити схему охолодження сонячних панелей для роботи тепломасообмінного апарату Майсоценко так, щоб температура сонячних панелей зберігалась у робочих рамках та зменшився ефект деградації ККД за рахунок використання насиченого вологого повітря отриманого по М-циклу.

Обрано теплообмінник Б із прямими трубами для збільшення часу контакту охолоджувача з потоком стиснутого повітря.

2.2.6 Технічно-економічні показники

Об'єктом дослідження є стаціонарна газова турбіна М-80 виробництва ДП НВКГ «Зоря-Машпроект» потужністю 25 МВт. Найоптимальнішим варіантом охолодження виявився ступінь охолодження повітря рівний $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ і $\Delta T = 25^\circ\text{C}$.

Із формули для глибини охолодження лопатки виведено, що ступінь охолодження охолоджувача відповідає можливому ступеню підняття температури газу:

$$\Delta T_f = \Delta T_{\text{ох}} \quad (2.69)$$

У відповідності з формулою потужності турбіни:

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = \frac{T_f^*}{T_{f0}^*} \cdot \left(\frac{\eta_T}{\eta_{T0}} \right), \quad (2.70)$$

де N_T – потужність турбіни при підвищенні температури газу, N_{T0} – потужність турбіни без підвищення температури газу, T_f^* – підвищена температура газу після камери згорання, T_{f0}^* – номінальна температура газу після камери згорання, η_T – ККД газової турбіни після підвищення температури газу, η_{T0} – номінальна ККД газової турбіни.

Температура потоку після камери згорання $T_{f0}^* = 1623\text{K}$. При підвищенні температури газу на $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ $T_f^* = 1643\text{ K}$. При збільшенні температури газу на 10°C ККД турбіни збільшується на 1,001. Тоді:

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = \frac{1643}{1623} \cdot (1,002) = 1,0144 \quad (2.71)$$

Потужність росте на 1,44%. Для $\Delta T = 25^\circ\text{C}$:

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = \frac{1648}{1623} \cdot (1,0025) = 1,018 \quad (2.72)$$

Потужність росте на 1,8%.

Враховуючи, що газова турбіна працює цілодобово цілий рік – отримаємо, що турбіна працює 8760 год. Припускаючи, що вона працює на 80% потужності, кількість отриманої електроенергії складає:

$$E = 25 \text{ МВт} \cdot 8760 \text{ год} \cdot 0,8 = 175200 \text{ МВт} \cdot \text{год} \quad (2.73)$$

Вартість електроенергії з 1 липня 2023 року 485,1 грн/МВт·год. Річний дохід складає:

$$F = 175200 \text{ МВт} \cdot \text{год} \cdot 485,1 \frac{\text{грн}}{\text{МВт}} \cdot \text{год} = 84989520 \text{ грн} \quad (2.74)$$

При збільшенні температури газу на $\Delta T = 20^\circ\text{C}$, річний виторг складає:

$$F_{+20} = 84,99 \text{ млн грн} \times 1,0144 = 86,21 \text{ млн грн} (+1,22 \text{ млн грн}) \quad (2.75)$$

При збільшенні температури газу на $\Delta T = 25^\circ\text{C}$, річний виторг складає:

$$F_{+25} = 84,99 \text{ млн грн} \times 1,018 = 86,52 \text{ млн грн} (+1,53 \text{ млн грн}) \quad (2.76)$$

Для ступеня охолодження $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ і $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ розраховано підвищення потужності газової турбіни та економічний ефект (річний виторг). Зниження температури повітря-охолоджувача на $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ підвищує потужність турбіни на 1,44% (+2522,8 МВт·год) за рахунок підвищення температури потоку на таку ж величину, що збільшує річний виторг електроенергії на 1,22 млн грн. Зниження температури повітряохолоджувача на $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ підвищує потужність турбіни на 1,8% (+3153,6 МВт·год), що збільшує річний виторг на 1,53 млн грн.

РОЗДІЛ 3

Заявки на корисну модель та винахід

3.1 Заявка на корисну модель та винахід «Система охолодження сонячної панелі»

На схему «Система охолодження сонячної панелі» оформлена заявка на винахід №a202201812 від 31/05/2022. Схема представлена у розділі 2 представленої у розділі 2 (рис. 2.9). Схема складається з сонячної панелі, тепломасообмінного апарату непрямого випарного типу по циклу Майсоценко, вентилятора, повітропроводу, каналу охолодження, алюмінієвої пластини, W-подібних ребер.

Запропонована схема забезпечує ефективне охолодження сонячних панелей з використанням охолодженого повітря температури близької до точки роси та вологого повітря на 4-5°C нижче температури атмосферного повітря. Обидва потоки повітря отримані з тепломасообмінного апарату по М-циклу. Алюмінієва пластина забезпечує рівномірний розподіл тепла, а W-подібні ребра інтенсифікацію теплообміну. Охолодження сонячної панелі вирішує проблему деградації її ККД із нагріванням.

Об'єктом дослідження є сонячна панель марки KV7–280P (280 Вт) виробництва «Квазар» (Україна). Для розрахунку ефективності даної схеми обрано тепломасообмінний апарат Майсоценко марки M50B виробництва «Coolerado» (США).

Технічні характеристики сонячної панелі марки KV7–280P (280 Вт) виробництва «Квазар» (Україна):

- Потужність – 280 Вт;
- Робоча температура – -45-+85°C;
- Вага – 18 кг;
- Габарити 1640*992*40 мм;
- ККД 15,9%.

Технічні характеристики апарату Майсоценко M50B:

- Необхідна потужність – 750 Вт;
- Витрата повітря – 2294 м³/кг;
- Вага (сух/вол) – 168/190 кг.

3.2 Заявка на корисну модель та винахід «Охолодження повітря після компресора в енергетичній ГТУ»

На схему охолодження стиснутого повітря-охолоджувача після компресора високого тиску для подачі на передню кромку лопаток газової турбіни оформлюється заявка на корисну модель та винахід.

У схемі використовується компресор, камера згорання, газова турбіна, повітропроводи для відбору повітря від компресора до штатного тепломасообмінного апарату із масляним контуром турбіни та додаткового тепломасообмінного апарату, штатний тепломасообмінний апарат, додатковий тепломасообмінний апарат, апарат Майсоценко, сонячні панелі із W-подібними ребрами, вентилятори, додатковий вентилятор, електрогенератор.

Об'єктом дослідження є стаціонарна газова турбіна М–80 виробництва ДП НВКГ «Зоря–Машпроект» потужністю 25 МВт.

Технічні характеристики M80 – UGT 25000 (TA80, ДН80, ДГ80, ДІ80) - тривальний газотурбінний двигун IV покоління для морського та промислового застосування:

- потужність – 25 МВт;
- ККД – 36,5 %;
- серійний випуск з 1995 року;
- Виготовлено понад 60 од.;
- загальне напрацювання близько 500 тис. годин;

- напрацювання лідера в газовій промисловості – понад 36 тис. годин, енергетиці – 4000 годин;
- експлуатується на есмінцях, а також на компресорних та електричних станціях [25].

ВИСНОВКИ

У роботі розроблено і теоретично досліджено дві новітні енергетичні технології на основі циклу Майсоценко і визначено можливість їх практичного використання.

1. Розроблено та теоретично досліджено нову схему зниження температури стисненого повітря-охолоджувача після компресора з використанням холодного повітря від тепломасообмінного апарату по циклу Майсоценко, що працює від сонячних панелей. На дану схему оформлюється заявка на винахід України.
2. Показано, що в умовах, що розглядаються, для самозабезпечення системи зниження температури охолоджувача достатньо використовувати один тепломасообмінний апарат Майсоценко марки M50B («Coolerado», США) та 4 сонячних панелі марки KV7–280P (280 Вт) виробництва «Квазар» (Україна).
3. Показано, що зниження температури повітря-охолоджувача на 20°C і 25°C підвищує потужність газової турбіни M80 (електрична потужність 25 МВт) на 1,44% та 1,8% відповідно. Додатково вироблена електроенергія складає 2522,8 МВт·год (20°C) та 3153,6 МВт·год (25°C) щорічно, що еквівалентно додатковому економічному ефекту в 1,22 млн грн та 1,53 млн грн. за цінами на електроенергію у травні 2023 р.
4. Розроблено та теоретично досліджено нову схему двопоточного охолодження сонячного генератора електроенергії з використанням холодного та вологого повітря від тепломасообмінного апарату по циклу Майсоценко. Схема охолодження вдвічі ефективніша в порівнянні з раніше розробленою однопоточною схемою охолодження. На дану схему охолодження подано заявку на винахід (№а202201812 від 31/05/2022).
5. Результати роботи можуть бути використані на практиці при розробці більш досконалих систем охолодження лопаток високотемпературних енергетичних

газових турбін та сонячних генераторів електроенергії високої продуктивності та ефективності.

6. Робота «Застосування циклу Майсоценко при термостабілізації сонячно-панельних генераторів електричної енергії» подана на конкурс НАН України для молодих учених і студентів вищих навчальних закладів (2021 рік) та нагороджена грамотою у 2022 році. Робота із схемою охолодження сонячних панелей із використанням лише холодного повітря докладалась на X Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» ТНТУ ім. Івана Пулюя у листопаді 2021 року та тези роботи опубліковано у збірнику робіт конференції. Робота докладалась на XX Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2022 році та на XXI Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» у 2023 році, статті опубліковані у збірнику робіт конференції.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Халатов А. А. Термодинамічний цикл Майсоценка і перспективи його застосування в Україні / А. А. Халатов, І. М. Карп, Б. В. Ісаков. // Вісн. НАН України. – 2013. – №2. – С. 38–49.
2. Халатов А. А. Термодинамічний цикл Майсоценка та перспективи його застосування у кондиціонуванні, градирнях, опріснювачах, пальниках, газотурбобудуванні та енергетиці / А. А. Халатов.
3. Coolerado Cooler Helps to Save Cooling Energy and Dollars [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.nrel.gov/docs/fy07osti/40041.pdf>.
4. Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle / H. Caliskan, A. Hepbasli, I. Dincer, V. Maisotsenko. // International Journal of Refrigeration. – 2011. – №34. – С. 980–990.
5. Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling / [M. H. Mahmood, M. Sultan, T. Miyazaki та ін.]. // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – №66. – С. 537–555.
6. Kozubal E. Coolerado 5 Ton RTU Performance: Western Cooling Challenge Results (revised) [Електронний ресурс] / E. Kozubal, S. Slayzak // Colorado.USA: National Renewable Energy Laboratory (NREL). – 2010. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.nrel.gov/docs/fy11osti/46524.pdf>.
7. Gillan L. Maisotsenko-Cycle Enhanced Cooling Towers / L. Gillan, A. Kozlov. // Cool. Technol. Inst. Annu. Conf., Texas, USA: Cooling Technology Institute;. – 2011. – С. 1–7.
8. An advanced evaporative condenser through the Maisotsenko cycle / L. Gillan, A. Gillan, A. Kozlov, D. Kalensky. // Int J Energy Clean Environ. – 2011. – №12. – С. 251–258.
9. Maisotsenko V. The Maisotsenko cycle for electronics cooling / V. Maisotsenko, I. Reizin. // Proc. ASME InterPACK. – С. 1–10.

10. Українські газотурбіни [Електронний ресурс] // Defense Express. – 2020. – Режим доступу до ресурсу: https://defence-ua.com/people_and_company/ukrajinski_gazoturbini-304.html.
11. How Gas Turbine Power Plants Work [Електронний ресурс] // Energy.gov. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.energy.gov/fecm/how-gas-turbine-power-plants-work>.
12. Maisotsenko V. The Maisotsenko Cycle for Power Generation, Waster Energy Recovery, and Water Reclamation, / V. Maisotsenko, L. Gillan, A. Kozlov. // Proc. of Clean Energy Supercluster Forum. – С. 41.
13. Coolerado Owner's Manual C60A, M50B, M30 [Електронний ресурс] // COOLERADO CORPORATION. – 2014. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.seeleyinternational.com/artefact/c60-owners-manual/>.
14. Ступак О. С. ТЕПЛО- ТА МАСООБМІН В НОВОМУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОМУ ТЕПЛОМАСООБМІННОМУ АПАРАТІ ЗА М-ЦИКЛОМ / О. С. Ступак, А. А. Халатов. – Київ, 2021. – 105 с.
15. Халатов А.А., Ступак О.С., Грищук М.С., Галака О.І. Система повітряного опалення. Патент України № 128732. від 10.10.2018, Дата подання 07.03.2018.
16. Performance and energetic modeling of hybrid PV systems coupled with battery energy storage / A.Ameur, A. Berrada, K. Loudiyi, R. Adomatis. // Hybrid Energy System Models. – 2021. – С. 195–238.
17. Honsberg C. B. Photovoltaics Education Website [Електронний ресурс] / C. B. Honsberg, S. G. Bowden. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.pveducation.org/>.
18. Як веде себе сонячна електростанція улітку? [Електронний ресурс] // SUNNIK – Режим доступу до ресурсу: <https://sunnik.com.ua/kak-vedet-sebya-solnechnaya-elektrostantsiya-v-razgar-leta/>.

19. Misiowiecki C. Cooling of PV panels by natural convection / C. Misiowiecki, A. Gustavsen, B. Time., 2012.
20. Бухонок З. А., Халатов А. А. Термостабілізація сонячно-панельних генераторів електричної енергії з використанням атмосферного повітря охолодженого по циклу Майсоценко // Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики. — 2021. — № 6. — С. 71—74.
21. Kumar A., Layek A. Heat transfer measurement in a rectangular channel of solar air heater with Winglet type ribs using liquid crystal thermography // International Journal of Thermal Sciences. — 2021.
22. Система охолодження сонячної панелі, заявка на винахід №a202201812 / З. А. Бухонок, О. С. Ступак, А. А. Халатов. — 31.05.2022.
23. Бухонок З. А. НОВА СХЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ СОНЯЧНИХ ГЕНЕРАТОРІВ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ / З. А. Бухонок, А. А. Халатов, О. С. Ступак. // ТЕОРЕТИЧНІ І ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ФІЗИКИ, МАТЕМАТИКИ ТА ІНФОРМАТИКИ. — 2022. — №20. — С. 110–113.
24. ЦИКЛ МАЙСОЦЕНКО І НОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ / З. А. Бухонок, О. С. Ступак, А. А. Халатов, І. І. Борисов. // ТЕОРЕТИЧНІ І ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ФІЗИКИ, МАТЕМАТИКИ ТА ІНФОРМАТИКИ. — 2023. — №21. — С. 87–90.
25. Бондин Ю. Н. ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ ПРОМИСЛОВОГО ЗАСТОСУВАННЯ / Ю. Н. Бондин, Ю. О. Султанский, А. Н. Сташок. // Техногенна безпека. — №28. — С. 132–137.
26. Coolerado Installation Manual M30, M50B, C60A [Електронний ресурс] // Coolerado. — 2014. — Режим доступу до ресурсу: <https://www.manualslib.com/manual/1456420/Coolerado-M30.html>.