

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

**КОБАЛАВА ГАЛИНА ОЛЕКСАНДРІВНА**



УДК 621.517: 62-717

**ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ  
БАГАТОСТУПЕНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ ЗАСТОСУВАННЯМ  
ТЕРМОПРЕСОРА**

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова  
теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Одеса – 2021

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України.

**Науковий керівник:**

доктор технічних наук, доцент  
**Коновалов Дмитро Вікторович**,  
завідувач кафедри теплотехніки  
Херсонської філії Національного  
університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова МОН України

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор,  
член-кореспондент НАН України  
**Басок Борис Іванович**,  
Інститут технічної теплофізики НАН України,  
завідувач відділу теплофізичних основ  
енергоощадних технологій

кандидат технічних наук, доцент  
**Соломаха Андрій Сергійович**,  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського» МОН України,  
доцент кафедри теплоенергетики

Захист дисертації відбудеться «15» вересня 2021 р. о 10:00 годині в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д41.088.03 в Одеській національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської національної академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

Автореферат розіслано «12» серпня 2021 р.

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д41.088.03,  
доктор технічних наук, професор



В.І. Мілованов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Використання вдосконалених схем енергетичних установок у якості генераторів середніх та великих потужностей дає змогу отримати високоефективні установки з відносно низькими інвестиційними затратами на виробництво, високим ККД та низькими показниками забруднюючих викидів у навколишнє середовище.

Існує ряд технологій для підвищення ефективності процесу стиснення повітря в багатоступеневих компресорах. Особливу увагу приділено циклам з упорскуванням води або пари по тракту компресорної частини газотурбінних двигунів (ГТД) для зволоження робочої середовища та зменшення температури. Перспективними є наступні сучасні технології з упорскуванням води: охолодження повітря на вході в компресор; вологе стиснення; проміжне охолодження повітря в процесі підвищення тиску; упорскування пари (технологія Steam Injected Gas Turbine (STIG), цикл Ченга); упорскування перегрітої води (технологія Top Humidified Air Turbine (TopHAT)); упорскування води в повітряний потік у зволожуючій башті (технології Humidified Air Turbine (HAT), Cascaded Humidified Advanced Turbine (CHAT), Evaporative Gas Turbines (EvGT)). Застосування таких систем для проміжного охолодження дає змогу ефективно знижувати енергоспоживання циклу. Однак при експлуатації компресорів в реальних експлуатаційних умовах виникає необхідність вирішення ряду науково-інженерних задач, які обумовлені наявністю негативних факторів, супутніх упорскуванню води на вході та між ступенями компресорів. До цих факторів слід віднести: втрати енергії через наявність плівки на поверхнях проточної частини компресора, втрати гальмування робочих коліс при сепарації на них крапель, втрати на розгін крапель потоком повітря, витрати енергії на стиснення парів води, що випарувалася, а також ерозійний та вібраційний вплив води на лопатки компресора.

Перспективним напрямком для вдосконалення систем проміжного контактного охолодження в багатоступеневих компресорах енергетичних установок є застосування двофазового струминного апарата – термопресора, в якому за рахунок відведення теплоти від газового потоку відбувається підвищення тиску газу та його охолодження. При відповідній організації процесів випарного контактного охолодження виникає ефект термогазодинамічної компресії – явище, при якому відбувається підвищення тиску газу в процесі миттєвого випаровування води, упорскуваної в повітряний потік, прискорений до навколосвукової швидкості. При цьому на випаровування води відводиться теплота від повітря, в результаті чого знижується його температура.

Відмінністю застосування струминної технології є те, що вона забезпечує за рахунок інтенсивних тепло- і масообмінних процесів та високих швидкостей в термопресорі, ефективне дрібно-дисперсне розпилення води.

Таким чином, на сьогоднішній день існує попит на теоретичні, чисельні та експериментальні дослідження способів підвищення ефективності роботи багатоступеневих компресорів у складі енергетичних установок на базі газотурбінних двигунів. Цій проблемі присвячені роботи вітчизняних вчених,

передусім М.О. Дикого, А.А. Долинського, Б.І. Баска, Г.К. Іваницького, В.М. Клименка, Б.Д. Білеки, зарубіжних вчених М. Jonsson, M. Chaker, R. Bontempo, M. Manna, P.L. Orts-Gonzalez, R.K. Bhargava, W. Paere та інших. Ефекту термогазодинамічної компресії, як засобу для підвищення ефективності роботи установок широкого призначення, присвячено роботи А.Н. Shapiro, А.А. Fowle, J. Erickson, А.В. Алексеева, І.Р. Степанова, В.І. Чудінова, В.І. Живиці та інших відомих вчених.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження відповідають напрямку «Технології використання нових видів палива, скидних енергоресурсів, відновлюваних та альтернативних джерел енергії. Теплонасосні технології» (згідно з постановою Кабінету Міністрів України від 7 вересня 2011 р. № 942).

Наукові дослідження дисертаційної роботи увійшли до складу держбюджетних науково-дослідних робіт, які виконувались у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, де здобувач приймав участь як виконавець: «Розробка концепції комбінованого виробництва енергії в судновій та стаціонарній енергетиці на основі внутрішньоциклової низькотемпературної тригенерації» (№ ДР 0116U0086698) та «Науково-технічні основи енергожиттєзабезпечення суден морського флоту та кораблів берегової охорони» (№ ДР 0121U112132).

**Мета і задачі наукового дослідження.** Метою роботи є підвищення енергетичної ефективності багатоступеневих компресорів у складі енергетичних установок за рахунок проміжного охолодження повітря в термопресорі.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні **задачі**:

- проаналізувати існуючі способи та системи охолодження повітря, що стискається в багатоступеневих компресорах та обґрунтувати напрям їх вдосконалення;
- виявити резерви скорочення споживаної потужності багатоступеневими компресорами енергетичної установки, які пов'язані з проміжним охолодженням повітря що, у свою чергу, призведе до підвищення термодинамічної та енергетичної ефективності енергетичної установки загалом;
- розробити математичну модель теплофізичних процесів проміжного контактного охолодження повітря в термопресорних апаратах;
- провести комп'ютерне чисельне моделювання процесів теплообміну та гідродинаміки в проточній частині термопресора при контактному проміжному охолодженні стискуваного повітря за наявності ефекту термогазодинамічної компресії;
- розробити методику та провести експериментальне дослідження термопресорного апарату для проміжного охолодження стискуваного повітря між ступенями компресора енергетичної установки;
- встановити особливості та закономірності процесів проміжного охолодження стискуваного повітря в термопресорах з дрібно-дисперсним розпиленням води для цілей ізотермування процесу стиснення в наступній ступені компресора;

– визначити раціональні способи організації теплофізичних процесів проміжного охолодження стиснутого повітря термопресором, які б забезпечили максимальне скорочення потужності компресора, і відповідно збільшення потужності енергетичної установки загалом, і як результат, скорочення питомої витрати палива.

**Об'єктом дослідження** є проміжне охолодження стиснутого повітря між ступенями компресора енергетичної установки.

**Предметом дослідження** є характеристики теплофізичних процесів при контактному охолодженні стиснутого повітря в термопресорі.

**Методи дослідження.**

Загальнонаукові: аналіз літературних джерел та отриманих експериментальних даних, синтезу – для формування узагальнень та висновків; експерименту – складання схеми експериментальних досліджень, побудова математичної моделі – для чисельного моделювання; співставлення результатів математичного моделювання з отриманими експериментальними даними та визначення оптимальних геометричних характеристик проточної частини термопресора. Спеціальні: математично-статистичний – для математичної обробки експериментальних даних; порівняльно-розрахунковий – для визначення характеристик термопресора та енергетичної установки.

**Науково-прикладною задачею**, що вирішується в науковій роботі, є розробка системи проміжного контактного охолодження стиснутого повітря між ступенями компресора шляхом упорскування рідини в потік повітря, яке рухається зі швидкістю біля звукової, її миттєвого випаровування з підвищенням тиску завдяки мінімальним його втратам на тертя (ефект термогазодинамічної компресії), та дрібно-дисперсним розпиленням у процесі випаровування, що наближає процес стиснення у наступному ступені компресора до ізотермічного.

**Наукова новизна одержаних результатів.**

**Вперше:**

1) запропоновано і досліджено спосіб проміжного охолодження повітря між ступенями компресора в термопресорі, який забезпечує дрібно-дисперсне розпилення води з ізотермуванням процесу стиснення у наступному ступені компресора при додатковому підвищенні повного тиску на 1–5 % і, як наслідок, скорочення споживання потужності багатоступеневими компресорами енергетичної установки близько 10 %, підвищення ККД газотурбінної установки на 1–2 % з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 5–10 г/(кВт·год);

2) розроблено математичну модель розрахунку теплогідродинамічних параметрів робочого процесу в термопресорі на основі методів чисельного моделювання, яка дозволяє обчислювати зміну діаметра краплі упорснutoї води, процеси переносу та випаровування краплі в потоці повітря, яке рухається з навколосвуковою швидкістю, що забезпечує підвищення тиску та високу дисперсність розпилення;

3) встановлено закономірності та особливості процесів проміжного охолодження в термопресорах з масовою витратою повітря до 1,5 кг/с, а саме вплив діаметру краплі упорснutoї води та режимних чинників (відносної кількості води, температури, тиску, відносної швидкості краплі і повітря) на геометричні

характеристики термопресора, виходячи з яких розроблено способи раціональної організації процесів проміжного охолодження термопресором, що забезпечують підвищення тиску повітря до 5% та ізотермування процесу стиснення в компресорі з відповідним скороченням потужності компресора близько 10 %;

4) отримано емпіричні рівняння для розрахунку раціональної відносної довжини камери випаровування термопресора, коефіцієнтів місцевого опору для конфузора та дифузора, що забезпечують отримання підвищення тиску до 5 % в результаті термогазодинамічної компресії за мінімальних втрат на тертя та які можуть бути рекомендовані для використання в методиці проектування термопресорів малої витрати (до 1,5 кг/с).

**Достовірність результатів досліджень** забезпечується коректною постановкою задач теоретичного та експериментального досліджень, підтвердженням адекватності математичної моделі з задовільним узгодженням розрахункових даних і даних отриманих експериментальним шляхом, застосуванням сучасних методів експериментального дослідження, аналітичного та чисельного моделювання.

**Практичне значення одержаних результатів.** Застосування проміжного охолодження стиснуваного повітря в термопресорі забезпечує скорочення споживаної потужності багатоступеневими компресорами енергетичної установки порівняно із традиційним поверхневим або контактним охолодженням повітря між компресорними ступенями. Обґрунтовано рекомендації щодо застосування термопресора в системі охолодження стиснуваного повітря, а також вибору основних режимних характеристик для забезпечення максимальної ефективності охолодження.

**Впровадження результатів досліджень.** Результати дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес в Херсонській філії Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, а також на наступних виробничих підприємствах: ТОВ «Херсонське суднобудівне підприємство» (м. Херсон, Україна), ТОВ «Енерджігруп» (м. Херсон, Україна), Zhejiang Special Electric Co., Ltd. (м. Шеньжоу, пров. Чжензян, КНР).

**Особистий внесок здобувача** полягає: в розробці проектів та створенні (проектно-монтажні, пуско-налагоджувальні роботи) експериментального стенду для вивчення робочих процесів в термопресорі при охолодженні стиснуваного повітря; розробці експериментальної методики теплофізичних досліджень і статистичної обробки отриманих результатів; проведенні експериментів; аналізі отриманих експериментальних даних; створенні математичної моделі процесів складного теплообміну при русі та випаровуванні краплі в камері випаровування термопресора; створенні в програмному комплексі ANSYS Fluent тривимірної математичної моделі тепломасообміну та гідродинаміки проміжного охолодження стиснуваного повітря в термопресорі.

Оглядові та порівняльні наукові результати, що викладені в дисертаційній роботі, отримані особисто автором на основі проведення аналізу літературних, інформаційних та патентних джерел, а також результатів дослідних даних.

**Апробація результатів роботи.** Матеріали дисертаційної роботи та її основні положення доповідались і обговорювались на: міжнародній науково-

технічній конференції «Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources» (Мінськ, Білорусь, 2018); міжнародній науково-технічній конференції «Heat Transfer and renewable sources of energy HTRSE» (Щецин, Польща, 2019); міжнародній науково-технічній конференції «Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, III. DSMIE 2019, 2020» (Луцьк, 2019, Харків, 2020); міжнародній науково-технічній конференції European Conference on Renewable Energy Systems (Стамбул, Турція, 2020); міжнародній конференції «10th International Conference on Compressors and Coolants» (Словакія, 2021); міжнародній науково-технічній конференції «Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2019, 2020)» (Одеса, 2019, 2020); міжнародній науково-технічній конференції «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering» (Кельце, Польща, 2020); міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2016-2020); міжнародній науково-технічній конференції «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів» (Одеса, 2016); міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» (Миколаїв, 2017, 2020); міжнародній науково-технічній конференції «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство» (Херсон, 2017); всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» (Одеса, 2016); міжнародній науково-технічній конференції «Холод в енергетиці та на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації» (Миколаїв, 2017, 2019); міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Одеса, 2017, 2019, 2020); міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (Херсон, 2017).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано **38** наукових праць, з них **8** наукових статей у спеціалізованих наукових виданнях по технічних науках, що входять у перелік, затверджений ДАК МОН України, **6** наукових статей у виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science, **2** розділи у закордонній монографії і **22** тези доповідей у міжнародних конференціях.

**Структура дисертації.** Дисертація складається із переліку умовних позначень, вступу, 5 розділів, висновків, 3 додатків та списку використаних джерел. Обсяг дисертаційної роботи становить 194 сторінок, в тому числі 14 таблиць і 86 рисунків. Список використаних джерел містить 137 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи і сформульовані мета і задачі дослідження. Наведено інформацію про наукову новизну та практичну цінність виконаних досліджень, зазначений особистий внесок здобувача, представлено відомості про апробацію результатів дисертаційної роботи і публікації.

У **першому розділі** проведено аналіз сучасного стану і особливостей проміжного охолодження стиснутого повітря в багатоступеневих компресорах, визначені переваги контактного охолодження стиснутого повітря серед інших способів охолодження. Розглянуто особливості використання технології упорскування води для скорочення споживаної потужності багатоступеневими компресорами та, відповідно, підвищення експлуатаційних характеристик роботи енергетичної установки. На підставі проведеного аналізу в роботі розглянуто перспективи застосування струминних технологій для контактного охолодження стиснутого повітря та запропоновано застосування принципу проміжного (між ступенями компресора) охолодження повітря термопресором.

На підставі проведеного в першому розділі аналізу сформульовані мета та задачі дослідження.

У **другому розділі** сформульовано напрям вирішення науково-прикладної задачі дисертаційного дослідження, а також наведено та обґрунтовано використання загальнонаукових і спеціальних методів наукового дослідження. Для застосування в ході теоретичного дослідження обрано чисельний метод, а саме метод кінцевих об'ємів. Цей метод реалізовано за допомогою комп'ютерного CFD-моделювання в програмному комплексі ANSYS Fluent. Для моделювання взаємодії упорснутих крапель води та повітряного потоку використовувався Ейлерово-Лагранжевий підхід. При дослідженні поведінки потоку повітря використовувалася двопараметрична стандартна модель турбулентності  $k$ - $\epsilon$  з групи моделей RANS. Модель дискретних фаз (Discrete Phase Models) була використана для моделювання руху крапель води. Проведено покрокове сіткове рішення з простим алгоритмом зв'язку між швидкістю та тиском. Розрахунок проведено з урахуванням збіжності результатів та здійснена обробка та візуалізація вихідних даних в постпроцесорі, у вигляді графіків, полів та ліній току для основних параметрів робочих процесів в проточній частині термопресора.

Також в розділі наведено опис експериментального стенда (рис. 1), технічні характеристики основного обладнання, а також опис інформаційно-вимірювальної системи. Експериментальний стенд призначено для моделювання роботи термопресора для умов проміжного охолодження стиснутого повітря.

Експериментальний термопресор (рис. 2) складається з наступних основних елементів: приймальна камера, конфузор, камера випаровування, дифузор, система упорскування води, насадка для встановлення датчиків температури і тиску.



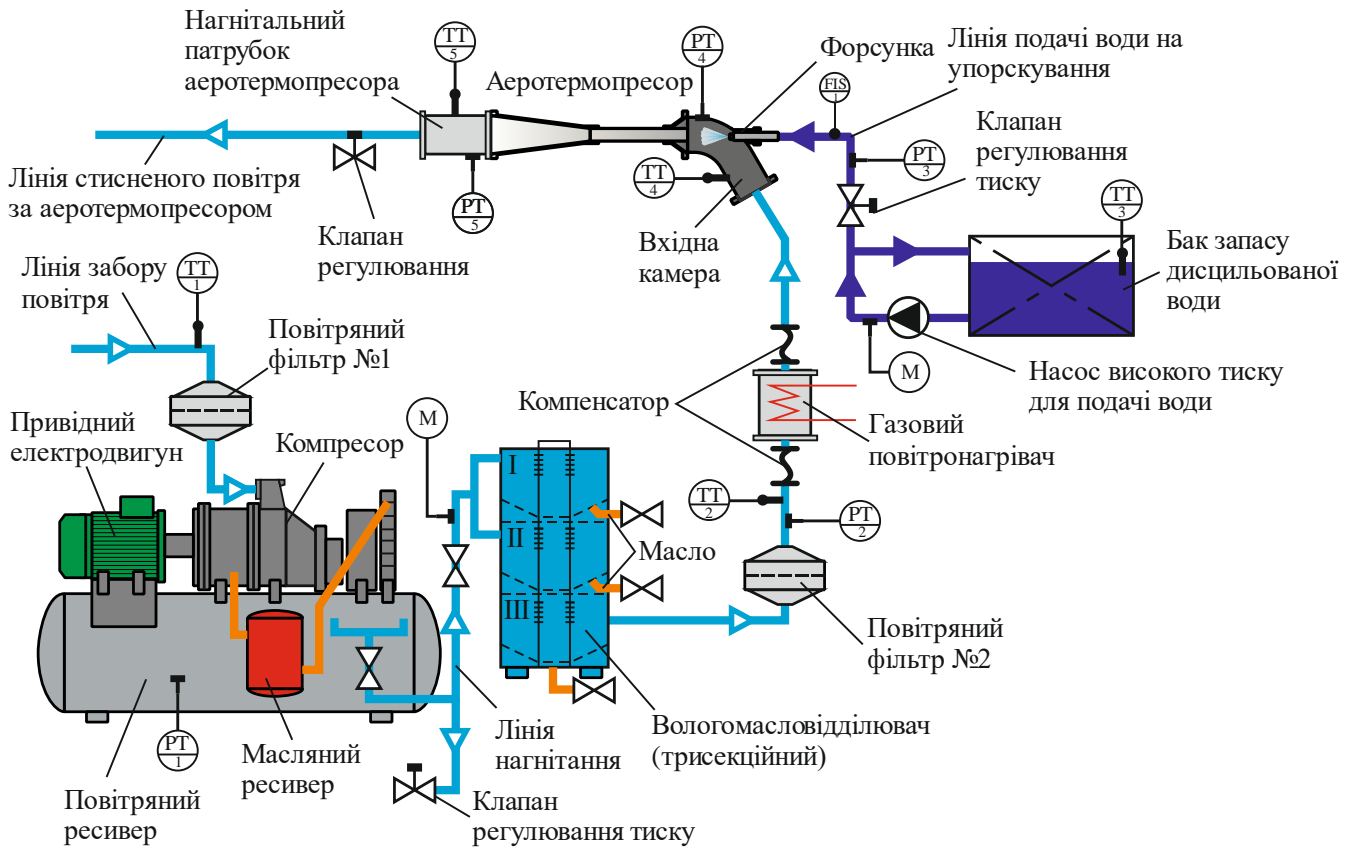
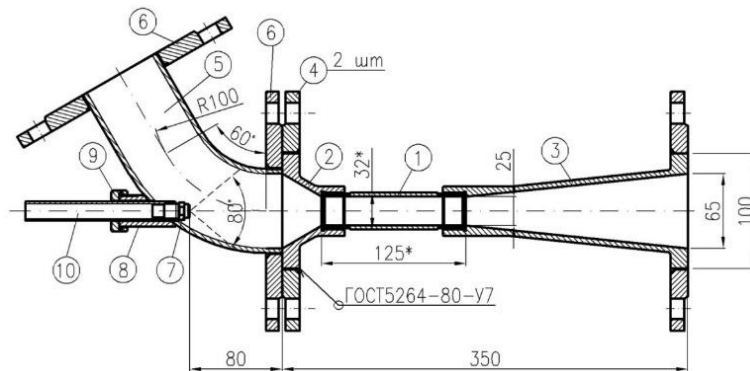


Рис. 1. Схема експериментального стану



а)



б)

Рис. 2. Експериментальний термопресор: а) – складальне креслення; б) – фото;  
 1 – камера випаровування; 2 – конфузур; 3 – дифузур; 4, 6 – фланці;  
 5 – приймальна камера; 7 – форсунка; 8 – патрубок для монтажу трубки подачі води; 9 – контргайка; 10 – трубка для фіксації форсунки

Дисперсність потоку на різних ділянках проточної частини термопресора визначалася в результаті відбору проб за рахунок уловлення крапель з потоку повітря на імерсійне середовище. Після цього вимірювання розміру крапель здійснювалося за допомогою оптичного мікроскопу з електронною системою вимірювання та фотофіксації.

Математично-статистичний метод застосовано для математичної обробки отриманих експериментальних даних. Для оцінки похибки отриманих даних застосовано метод статистичної перевірки, який засновано на розподілі Ст'юдента.

При сумісному розв'язанні рівнянь тепломасопереносу, гідрогазодинаміки і відповідних граничних умов визначені значення режимних характеристик робочих процесів в термопресорі, а також емпіричні рівняння, які дозволяють розраховувати раціональну відносну довжину камери випаровування, а також рівняння для визначення коефіцієнтів місцевого опору для конфузора та дифузора для отримання максимального значення підвищення тиску.

В **третьому розділі** наведено основні положення математичної моделі двофазового потоку в процесі контактного охолодження упорскуванням води в термопресорі із застосуванням чисельних методів в програмному комплексі ANSYS Fluent. Розроблені теоретичні моделі переносу теплоти, маси і кількості руху, які були дискретизовані для чисельних розрахунків були використані при розробці моделі процесу контактного охолодження повітря між ступенями компресора.

На рис. 3 зображено сили, що впливають на контрольний елементарний об'єм та основні параметри, що характеризують процеси в термопресорі.

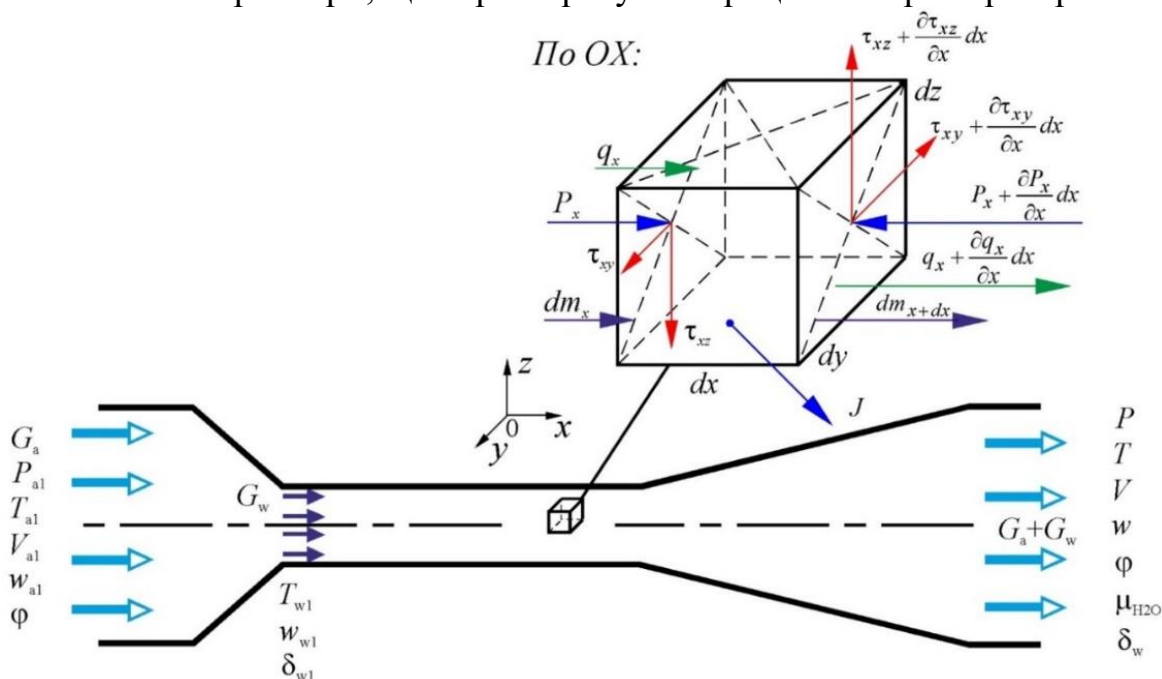


Рис. 3. Розрахункова схема математичної моделі термопресора

Повітряний потік моделювався як стійкий, стисливий, турбулентний і безперервний потік. Модель турбулентного потоку базується на системі диференційних рівнянь збереження маси, збереження імпульсу та збереження енергії в Ейлеровій постановці:

$$\frac{\partial(\rho_a v_{a,i})}{\partial x_j} = S_m, \quad (1)$$

$$\rho_a \frac{\partial(v_{a,i} v_{a,j})}{\partial x_j} = \rho_a g_i - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a \bar{v}_{a,i} \bar{v}_{a,j}) + S_{mo}, \quad (2)$$

$$\rho_a v_{a,i} \frac{\partial E}{\partial x_j} = -p \frac{\partial v_{a,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K_a \frac{\partial T_a}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a c_{pa} \bar{v}_{a,i} \bar{T}_a) + \Phi + S_e, \quad (3)$$

$$\rho_a v_{a,i} \frac{\partial Y_j}{\partial x_j} = -p \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho_a D_f \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a \bar{v}_{a,i} \bar{Y}_i) + S_m, \quad (4)$$

Додаткові параметри  $S_m$ ,  $S_{mo}$ ,  $S_e$  – вихідні характеристики маси, імпульсу та енергії краплі, оскільки розглядається двосторонній зв'язок між двома фазами.

Тензор напружень  $\tau_{ij}$  визначається з наступної залежності:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial v_{a,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{a,j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_{a,j}}{\partial x_j} \right), \quad (5)$$

де  $(\rho_a v_{a,i} v_{a,j})$ ,  $(\rho_a c_{pa} v_{a,i} T_a)$ ,  $(\rho_a v_{a,i} Y_i)$  – турбулентне напруження RANS, турбулентний тепловий потік і турбулентний потік маси відповідно. Використовуючи стандартну модель турбулентності k-ε в якості моделі замикання, отримано зв'язок турбулентної в'язкості з напруженнями, тепловим потоком та масою:

$$\rho_a \bar{v}_{a,i} \bar{v}_{a,j} = \mu_t \left( \frac{\partial v_{a,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{a,j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \rho_a k \delta_{ij} \right), \quad (6)$$

$$\rho_a c_{pa} \bar{v}_{a,i} \bar{T} = -\mu_t \frac{c_{pa}}{P_r} \frac{\partial T_a}{\partial x_j}, \quad (7)$$

$$\rho_a \bar{v}_{a,i} \bar{Y}_i = -\mu_t \frac{1}{S_{ct}} \frac{\partial Y_i}{\partial x_j}, \quad (8)$$

Розрахунок двофазового потоку ведеться в наступній послідовності: спочатку проводиться розрахунок повітряного потоку без урахування впливу крапель упорснutoї води, після чого дискретна фаза (траєкторії, розмір, швидкість, положення і температурні зміни крапель) розраховуються в Лагранжевій постановці на основі розрахованого поля повітряного потоку. На стадії взаємного розрахунку обчислюються обміни перенесення маси, енергії та імпульсу двох фаз, після чого отримані дані додаються в розрахунок поля повітряного потоку, тобто ведеться розрахунок безперервної фази з отриманими даними від впливу дискретної фази. Розрахунок продовжується до отримання відносної збіжності результатів.

Основні геометричні характеристики розрахункової моделі термопресора (рис. 4): довжина  $L_{\text{тп}} = 1187$  мм, вхідний діаметр конфузора  $D_{c1} = 65$  мм, вихідний діаметр конфузора  $D_{c2} = 25$  мм, кут конусності конфузора  $\alpha_c = 30^\circ$ , вхідний діаметр дифузора  $D_{d1} = 25$  мм, вихідний діаметр дифузора  $D_{d2} = 65$  мм, кут конусності дифузора  $\beta_d = 5^\circ$ , довжина камери випаровування  $L_{\text{чв}} = 125$  мм.

Кути конусності конфузора ( $\alpha_c = 30^\circ$ ) та дифузора ( $\beta_d = 5^\circ$ ) було обрано з урахуванням мінімальних втрат на подолання сил тертя та місцевих опорів на звужувально-розширювальних ділянках проточної частини термопресора.

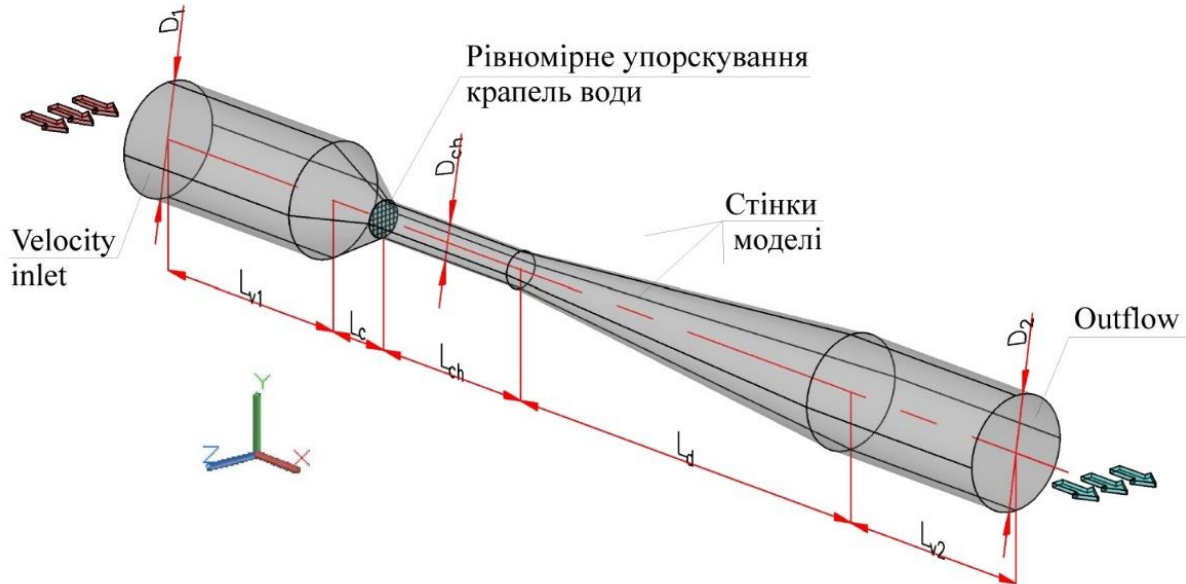


Рис. 4. Розрахункова геометрична модель термопресора

Повітряний потік на вході термопресора моделюється з початковими параметрами тиску та температури, що відповідають параметрам стиснуваного повітря після першого ступеня компресора. Параметри повітря на вході: тиск  $P_{\text{тп1}} = 301,3 \cdot 10^3$  Па, температура  $T_{\text{тп1}} = 473$  К, швидкість  $w_{a1} = 40; 55$  м/с, масова витрата повітря  $G_a = 0,2-0,4$  кг/с. Відносна швидкість води, що упорскується ( $w_w/w_{a1}$ ) = 0,33, температура води  $T_{w1} = 300$  К, відносна масова витрата води  $g_w = 5-11\%$ , діаметр крапель води в полідисперсному потоці  $\delta_d = 3-30$  мкм.

Перевірка математичної моделі на адекватність об'єкту дослідження проводилася із даними отриманими під час експерименту, а також отриманими іншими авторами. Співставлення отриманих експериментальних даних (рис. 5, а) відносного підвищення тиску при дослідженні впливу різних масових витрат води для упорскування  $g_w$  із розрахунковими, отриманими в результаті чисельного моделювання, показали відхилення, яке не перевищує  $+4...-13\%$ . При цьому відносне підвищення тиску складало  $\varepsilon_{\text{exp}} = 1-3\%$ . Співставлення отриманих експериментальних даних (рис. 5, б), отриманих іншими авторами при дослідженні впливу відносної кількості води, що упорскується при фіксованих швидкостях в камері випаровування  $M$  із розрахунковими показали відхилення, яке не перевищує  $+1...-7\%$ .

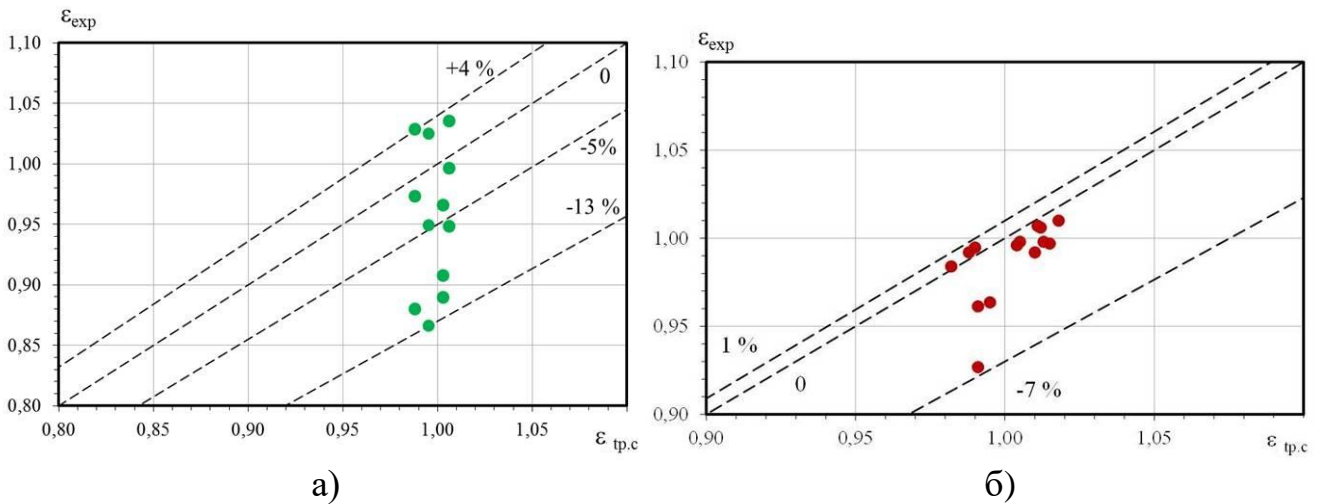


Рис. 5. Порівняння експериментальних даних відносного підвищення тиску в проточній частині термопресора  $\epsilon_{\text{exp}}$  із розрахунковими  $\epsilon_{\text{тр,с}}$ , отриманими при чисельному моделюванні: а – експеримент; б – порівняння з даними отриманими іншими авторами (А. Fowle)

Для встановлення ефективності дроблення крапель і зменшення їх діаметру внаслідок часткового випаровування було проведено вимірювання діаметрів крапель на виході з проточної частини термопресора (вихід з дифузора) для різних форсунок (рис. 6). Було встановлено, що мінімальний досяжний діаметр крапель складає 10 мкм (зменшення в проточній частині термопресора складає в середньому на 15–30 мкм), а доля дрібних крапель, які не перевищують 30 мкм збільшується до 50%. Крім того розподіл крапель за розмірами став більш рівномірний.

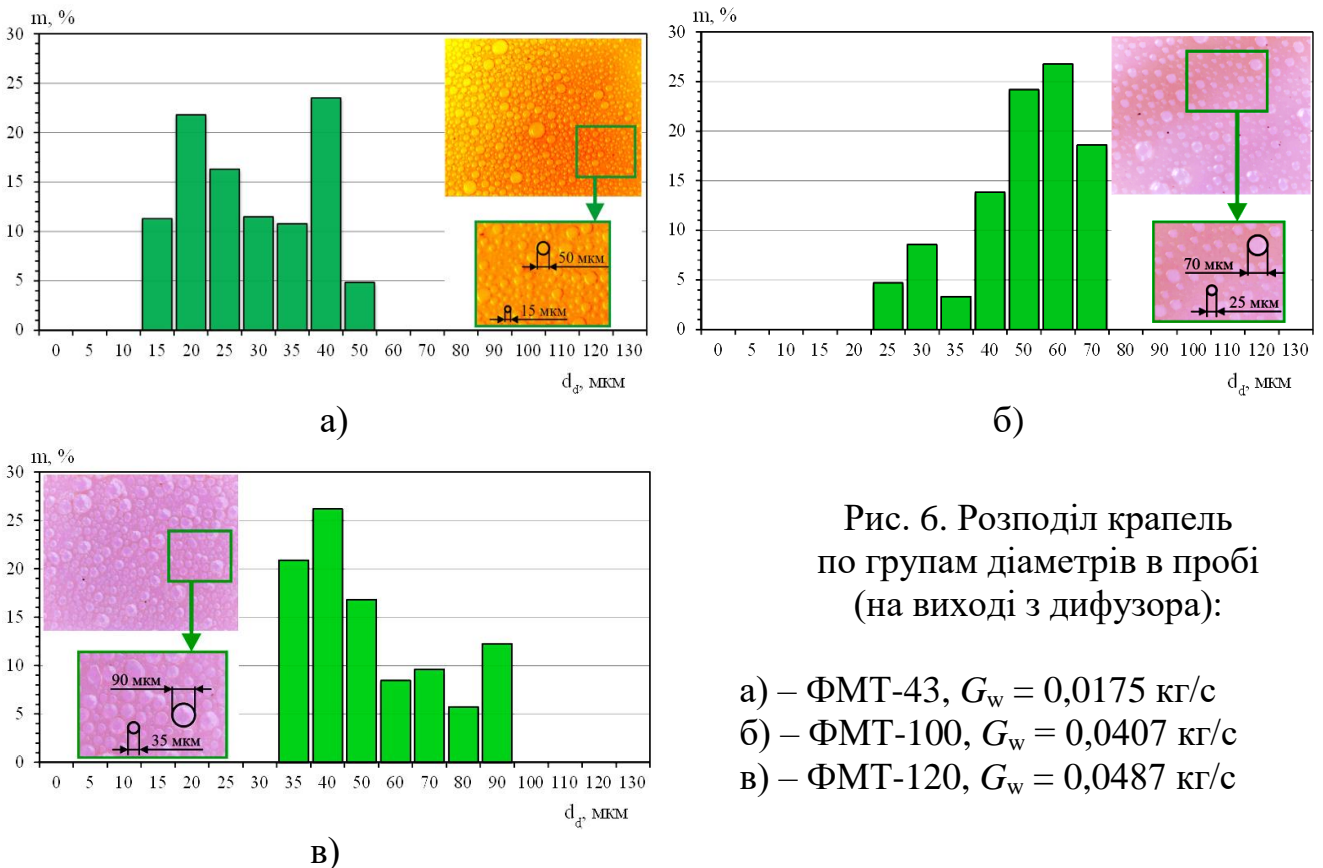


Рис. 6. Розподіл крапель по групам діаметрів в пробі (на виході з дифузора):

- а) – ФМТ-43,  $G_w = 0,0175 \text{ кг/с}$   
 б) – ФМТ-100,  $G_w = 0,0407 \text{ кг/с}$   
 в) – ФМТ-120,  $G_w = 0,0487 \text{ кг/с}$



В четвертому розділі представлено результати моделювання процесів контактного охолодження повітря в термопресорі. На першому етапі дослідження проведено моделювання «сухого» термопресора (без упорскування крапель води в камеру випаровування) для визначення втрат тиску через аеродинамічний опір в проточній частині апарату.

За результатами комп'ютерного CFD-моделювання для ряду моделей термопресора було отримано значення коефіцієнтів місцевого опору для дифузора (кут розкриття  $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$ ) і конфузора (кут розкриття  $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$ ). Значення коефіцієнтів місцевих опорів, як для конфузора  $\zeta_c$ , так і для дифузора  $\zeta_d$ , практично не змінюються при зміні швидкості в робочій камері –  $M = 0,4-0,8$  і при зміні середнього значення числа Рейнольдса  $Re$ . При цьому для конфузора –  $\zeta_c = 0,02-0,08$ , де менші значення відповідають куту розкриття  $\alpha = 30^\circ$ . Вплив опору дифузора більш значний –  $\zeta_d = 0,08-0,32$ , де менше значення має дифузор із кутом розкриття  $\beta = 6^\circ$ .

Для визначення втрат в конфузорній частині термопресора з масовою витратою повітря до 1,5 кг/с можна рекомендувати наступне рівняння залежності коефіцієнта місцевого опору конфузора  $\zeta_c$ :

$$\zeta_c = \sin\alpha(0,3287\sin\alpha - 0,2421) + n_c(7 \cdot 10^{-4}n_c - 0,0063) + 0,0858 \quad (9)$$

де  $\alpha$  – кут конусності конфузора,  $^\circ$ ;  $n_c$  – ступінь звуження конфузора. Дане рівняння (коефіцієнт регресії –  $R = 0,9857$ ;  $R^2 = 0,9715$ ) отримано для характеристик течії в конфузорі:  $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$ ;  $\alpha = 30-50^\circ$ ;  $M = 0,4-0,8$ ;  $n_c = 5,6-8,5$ . Відхилення розрахункових значень коефіцієнта  $\zeta_c$  за класичною методикою від отриманих при чисельному CFD-моделюванні  $\zeta_{c,c}$  складає  $\delta_c = \pm 7\%$ .

Визначення місцевого коефіцієнту опору дифузора  $\zeta_d$  є більш складною задачею через вплив неоднозначно пов'язаних між собою геометричних і режимних параметрів, характеру поля швидкостей потоку, а також передумов для явища відриву примежевого шару.

Слід відмітити, що передумови до виникнення відриву примежевого шару мають місце майже на всіх режимах роботи термопресора. Так, наприклад, при  $M \geq 0,4$  виникає додаткова турбулізація потоку в примежевому шарі дифузора (рис. 7, а), при куті розкриття дифузора  $\beta \geq 12^\circ$  (рис. 7, б) турбулізація потоку збільшується на стільки, що в пристінній зоні виникають зворотні токи течії повітря.

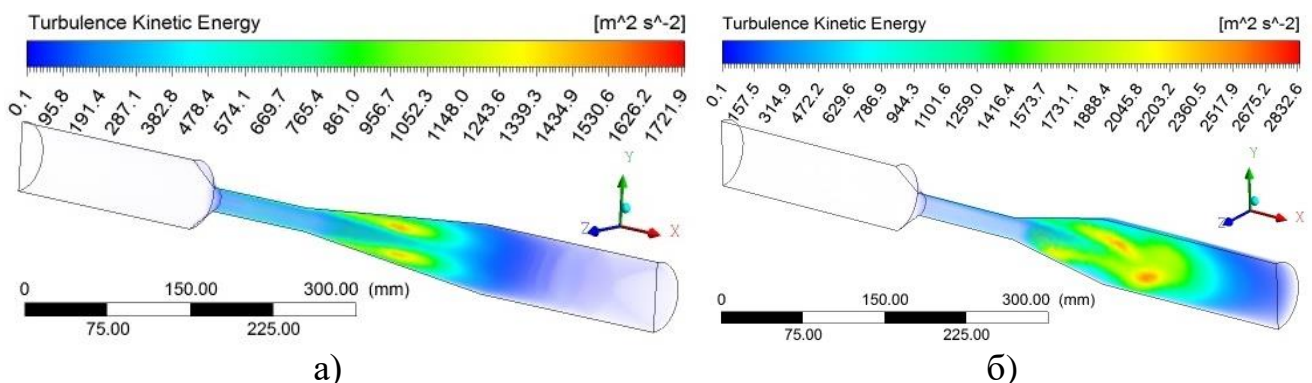


Рис. 7. Розподіл турбулентної кінетичної енергії в проточній частині термопресора при куті розкриття дифузора а –  $\beta = 6^\circ$ ; б –  $\beta = 12^\circ$  і  $M = 0,8$

Внаслідок цього, відбувається відрив потоку в прилежовому шарі, що у свою чергу, призводить до різкого підвищення значення місцевого коефіцієнту опору  $\zeta_d$ .

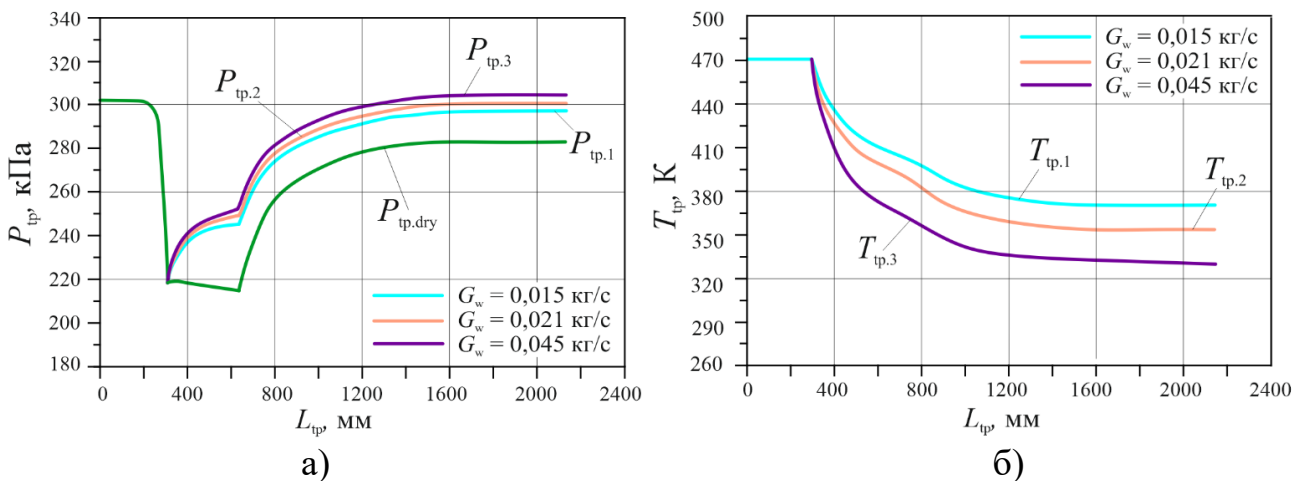
Для визначення втрат в дифузорі термопресора з масовою витратою повітря до 1,5 кг/с можна рекомендувати наступне рівняння залежності коефіцієнта місцевого опору  $\zeta_d$ , яке було отримано методом апроксимації:

$$\zeta_d = \sin\beta(0,428 + 6,4174\sin\beta) + n_d(0,0142 - 7 \cdot 10^{-4}n_d) - 0,0794 \quad (10)$$

де  $\beta$  – кут конусності дифузора, °;  $n_d$  – ступінь розширення дифузора. Дане рівняння (коефіцієнт регресії –  $R = 0,9828$ ;  $R^2 = 0,9659$ ) отримано для характеристик течії в дифузорі:  $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$ ;  $\beta = 4\text{--}12^\circ$ ;  $\alpha = 40^\circ$ ;  $M = 0,4\text{--}0,8$ ;  $n_d = 4,4\text{--}8,7$ . Відхилення розрахункових значень коефіцієнта  $\zeta_d$  від отриманих при чисельному CFD-моделюванні  $\zeta_{e,d}$  складає  $\delta_c = \pm 10\%$ .

Аналіз розрахункових даних показує, що можна рекомендувати для термопресора з малою витратою повітря кути:  $\alpha = 30^\circ$  і  $\beta = 5^\circ$ , які відповідають мінімальним втратам тиску  $\Delta P_{\text{loss}} = 1,0\text{--}9,5\%$ , а відтак, і максимальному підвищенню повного тиску в результаті термогазодинамічної компресії на  $\Delta P_{\text{tp}} = 1\text{--}5\%$ .

На другому етапі дослідження була підключена модель дискретних фаз та проведено моделювання упорскування крапель води в проточну частину термопресора (на вході в камеру випаровування). На рис. 8 представлено результати відповідно до трьох режимів роботи термопресора: повне випаровування крапель води в камері випаровування ( $\delta_d = 3\text{--}25$  мкм,  $G_w = 0,015$  кг/с); довипаровування крапель води в дифузорі ( $\delta_d = 3\text{--}25$  мкм,  $G_w = 0,021$  кг/с); неповне випаровування, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузора ( $\delta_d = 3\text{--}30$  мкм,  $G_w = 0,045$  кг/с).



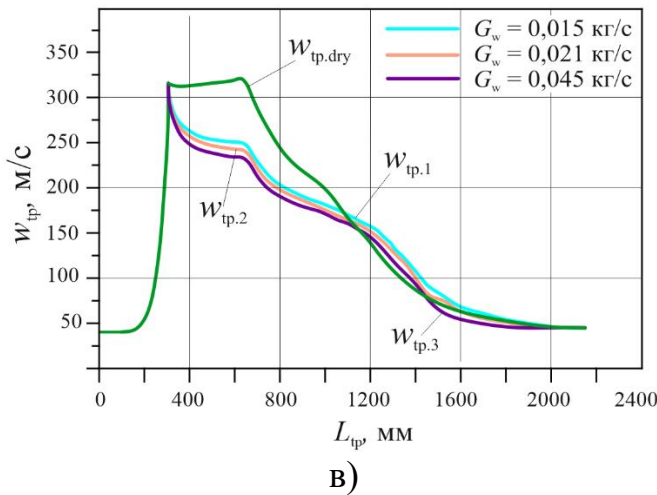


Рис. 8. Залежності основних характеристик потоку: повного тиску  $P_{tp}$  (а), температури  $T_{tp}$  (б), швидкості  $w_{tp}$  (в), по довжини проточної частини термопресора  $L_{tp}$ :

- в сухому термопресорі;
- повне випаровування крапель води в камері випаровування;
- довиваровування крапель води в дифузорі;
- неповне випаровування на виході з дифузорної частини апарату

При повному випаровуванні крапель води в камері випаровування підвищення повного тиску складає  $\Delta P_{tp} = -2,3$  кПа (-0,76 %) відносно тиску на вході (рис.8, а). При довиваровування води в дифузорі значення підвищення повного тиску вже позитивна величина та досягає 0,08 %, що складає  $\Delta P_{tp} = 0,25$  кПа. Найбільший ефект від термогазодинамічної компресії спостерігається при неповному випаровуванні з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату, при цьому підвищення повного тиску складає  $\Delta P_{tp} = 1,4$  кПа (0,5 %) (рис.9 а). Слід відмітити, що по довжині апарату відбувається різке зменшення швидкості  $w_{tp} = 230\text{--}250$  м/с (рис. 8 в, 9 б), що пояснюється інтенсивним зниженням температури повітря та збільшенням густини потоку.

Охолодження стиснутого повітря в термопресорі складає (рис. 8, б): при повному випаровуванні води  $\Delta T_{tp} = 106$  К; при довиваровування води в дифузорі  $\Delta T_{tp} = 118$  К; при неповному випаровуванні  $\Delta T_{tp} = 133$  К (рис. 10, а). Масова концентрація води, що не випарувалась на виході з термопресора при неповному випаровуванні (вихід з дифузора) складає  $m_{H_2O} = 0,12$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 10, б).

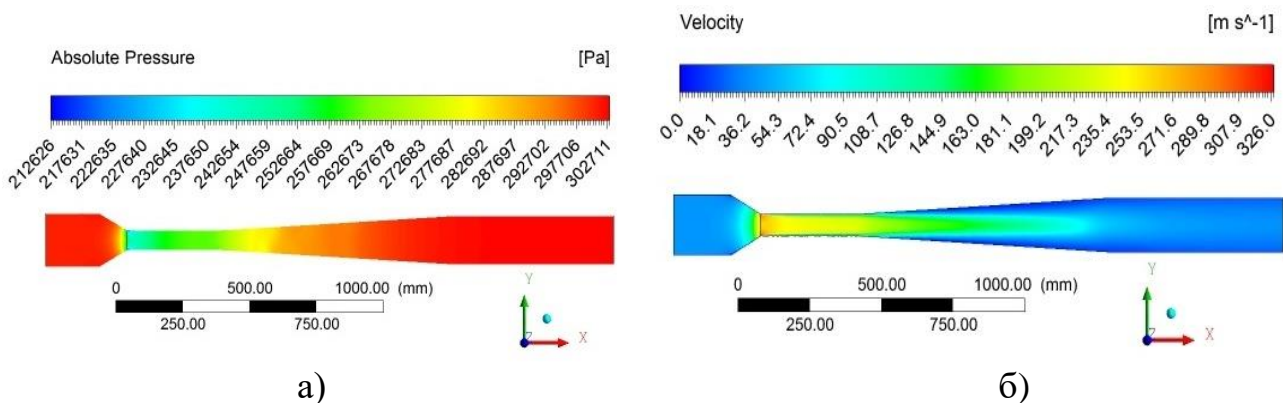


Рис. 9. Розподіл поля повного тиску  $P_{tp}$  (а), поля швидкості потоку  $w_{tp}$  (б) в проточній частині термопресора при неповному випаровуванні.

Надлишок води повинен випаровуватися вже в проточній частині наступного ступеня компресора ГТД, забезпечуючи таким чином ізотермування процесу стиснення.



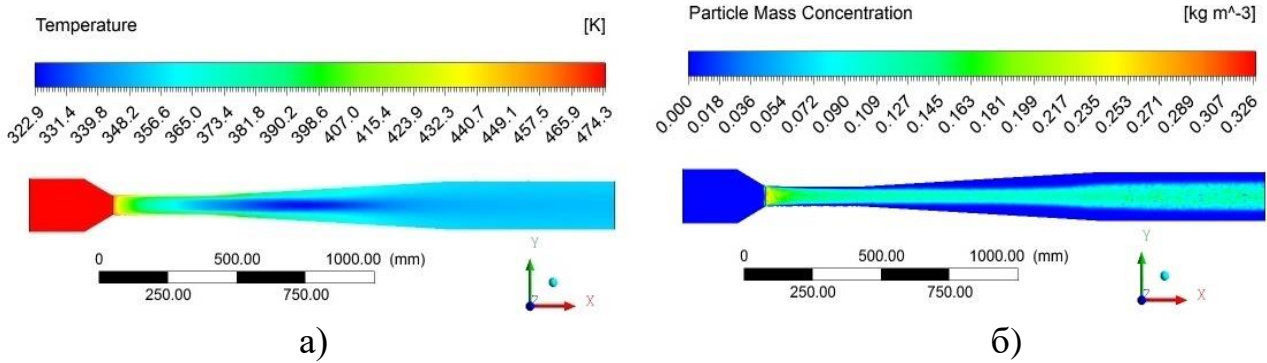


Рис. 10. Розподіл поля температури потоку  $T_{tp}$  (а) та масової концентрації води  $m_{H_2O}$  (б) в проточній частині термопресора при неповному випаровуванні

Дисперсність крапель води на вході в камеру випаровування складала  $\delta_1 = 3\text{--}30$  мкм. Розподіл крапель розпиленої води в проточній частині термопресора наведено для повного випаровування крапель води (при  $g_w = 3,7\%$ ) (рис. 11, а); довиваровування води в дифузорі (при  $g_w = 5,2\%$ ) (рис. 11, б); неповного випаровування (при  $g_w = 11\%$ ) (рис. 11, в).

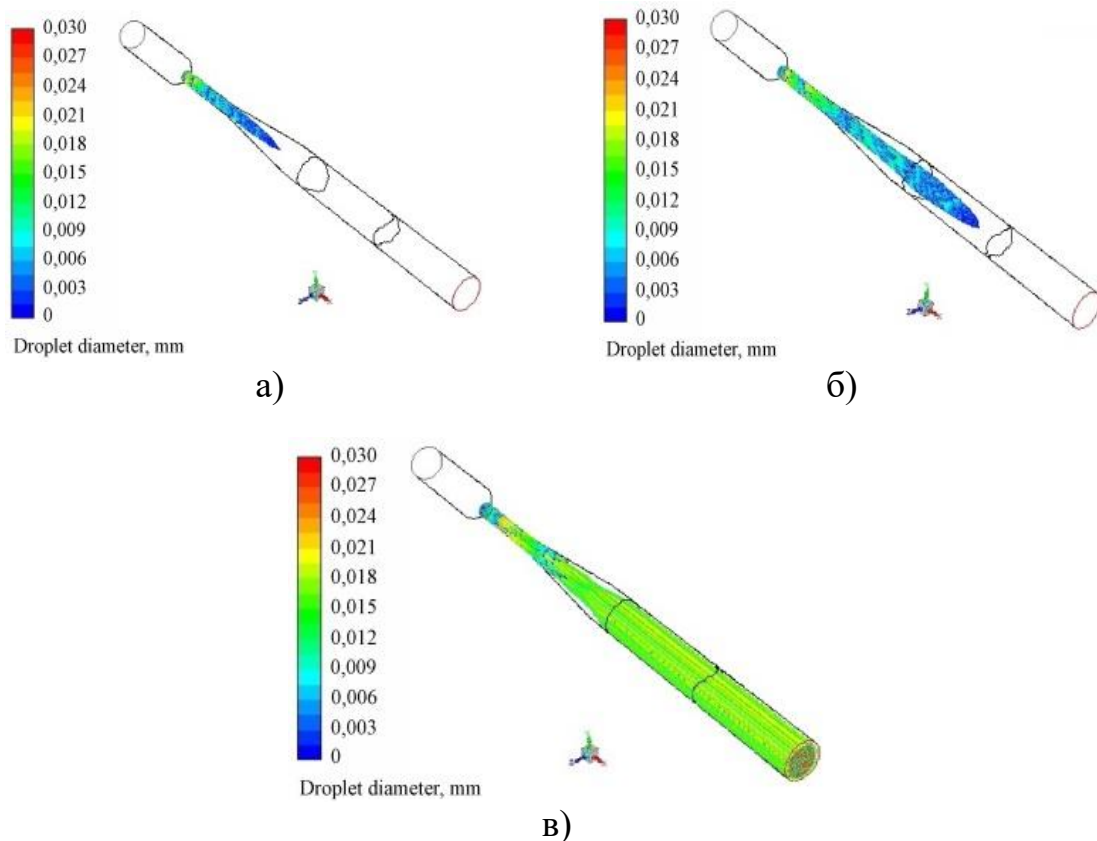


Рис. 11. Розподіл дисперсності  $\delta_d$  розпиленої води в проточній частині термопресора: а) – повне випаровування крапель води; б) – довиваровування крапель води в дифузорі; в) – неповне випаровування

При неповному випаровуванні діаметр крапель зменшувався і на виході з дифузора термопресора для води, що не випарувалась, дисперсність складала в середньому менше  $\delta_2 = 20$  мкм. При цьому концентрація крапель води (дисперсний двофазовий потік) на виході рівномірно розподіляється за перерізом.

При розробці системи проміжного охолодження із застосуванням термопресора важливим є визначення раціональних параметрів організації робочого процесу із відповідною розробкою конструкції проточної частини. При цьому необхідно мати можливість для аналітичного визначення відносної довжини робочої камери термопресора, на виході з якої будуть отримані максимальні значення підвищення тиску за наявності ефекту термогазодинамічної компресії.

На рис. 12 представлено досліджувану геометричну модель камери випаровування термопресора. Прийнято основний типорозмір камери діаметром 50 мм, при якому витрата повітря складає 1,0–1,5 кг/с.

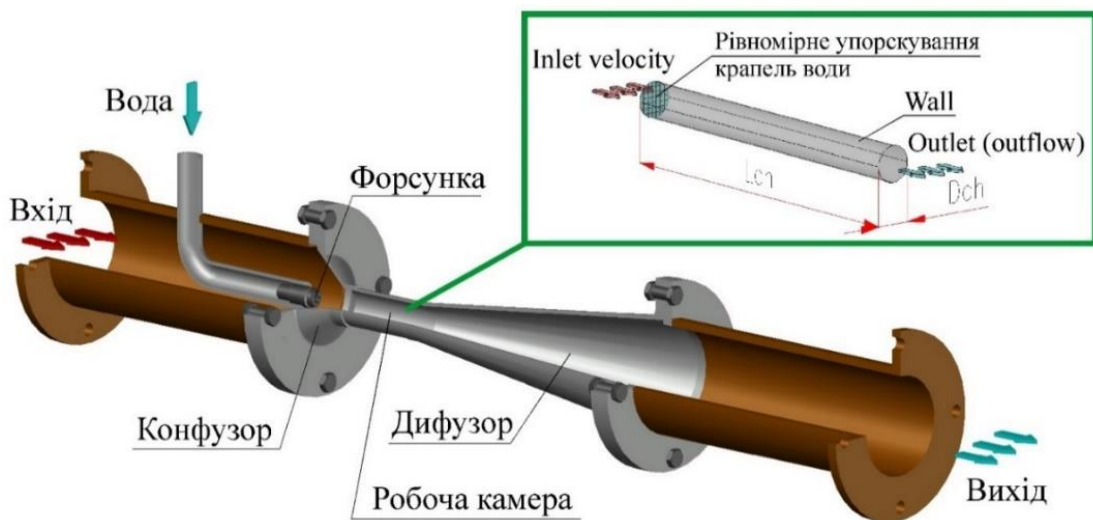


Рис. 12. Геометрична модель камери випаровування термопресора

При випаровуванні крапель діаметром  $\delta = 3$  мкм, максимальне значення підвищення тиску зміщується вліво і складає  $\Delta P_{\text{abs}} = 15\text{--}32$  кПа (5–10%) (рис. 13 а, б), а відносна довжина камери при повному випаровуванні води, в залежності від початкової температури повітря, дорівнює  $l_{\text{ev}} = 3\text{--}4$ . Для маловитратних термопресорів, з витратою повітря до  $G_a = 1,5$  кг/с, при початковому діаметрі краплі  $\delta = 7\text{--}20$  мкм, повне випаровування води відсутнє. Однак, максимальне підвищення тиску для більших крапель ( $> 20$  мкм) в полідисперсному потоці різко зменшується, що призводить до зменшення середнього значення зміни тиску до  $\Delta P_{\text{abs}} = 3\text{--}16$  кПа (1–5%). Раціональна величина відносної довжини камери випаровування складає  $l_{\text{ev}} = 3\text{--}10$  при середньому діаметрі краплі на виході з проточної частини менше 20 мкм та відносній масовій витрати води  $g_w = 5\text{--}7\%$ .

В залежності від початкової температури повітря  $T_{\text{tp1}}$ , числа Маха на вході в камеру випаровування  $M = 0,74$  та початкового діаметру краплі  $\delta$ , підвищення тиску становить: при  $T_{\text{tp1}} = 400$  К –  $\Delta P_{\text{abs}} = 0\text{--}6,7\%$  (0–21 кПа); при  $T_{\text{tp1}} = 500$  К –  $\Delta P_{\text{abs}} = 0\text{--}12\%$  (0–37 кПа). В залежності від початкової температури повітря на вході в камеру випаровування  $T_{\text{tp1}}$  та початкового діаметру краплі  $\delta$ , охолодження зволоженого повітря на виході з камери випаровування становить: при  $T_{\text{tp1}} = 400$  К –  $\Delta T_{\text{tp}} = 72\text{--}75$  К (рис. 14 а); при  $T_{\text{tp1}} = 500$  К –  $\Delta T_{\text{tp}} = 120\text{--}150$  К (рис. 14 б).

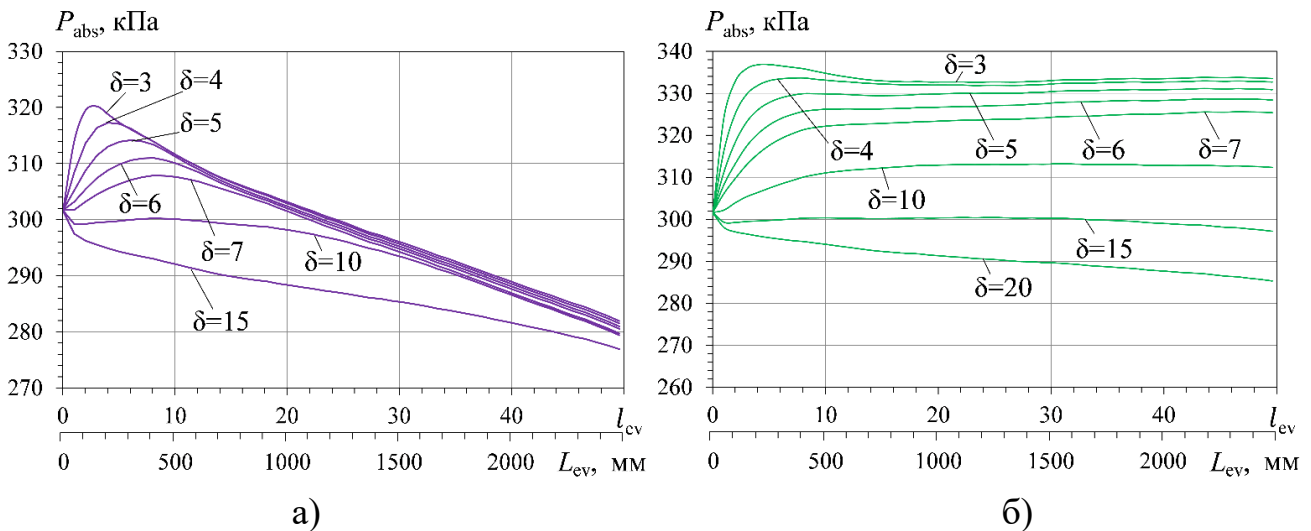


Рис. 13. Характер розподілу повного тиску  $P_{abs}$  по відносній  $l_{ev}$  та абсолютній  $L_{ev}$  довжині камери випаровування при температурі повітря на вході  $T_{tp1} = 400$  К (а);  $T_{tp1} = 500$  К (б).

Слід зазначити, що зменшення відносної швидкості потоку в робочій камері менше 0,4 Маха призводить до значного зменшення повного тиску на виході через зменшення максимального підвищення тиску в наслідок ефекту термогазодинамічної компресії по відношенню до втрат через опір в проточній частині термопресора. Навпаки, надмірне підвищення відносної швидкості потоку призводить до небезпеки переходу потоку до надзвукової швидкості та схлопування упорскуваного потоку води. Тому раціональним діапазоном для забезпечення максимального тиску при відповідному охолодженні повітря на 100–150 °С можна рекомендувати діапазон 0,4–0,8 Маха.

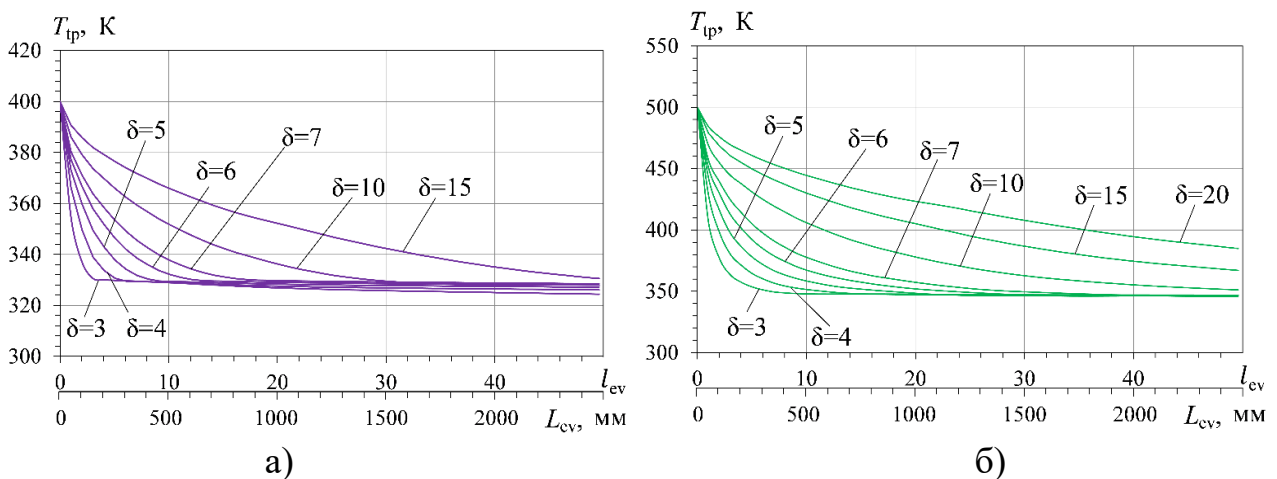


Рис. 14. Характер розподілу температури повітря  $T_{tp}$  по відносній  $l_{ev}$  та абсолютній  $L_{ev}$  довжині камери випаровування при температурі повітря на вході  $T_{tp1} = 400$  К (а);  $T_{tp1} = 500$  К (б)

На основі отриманих значень основних характеристик процесу випаровування визначено аналітичне рівняння для розрахунку раціональної відносної довжини камери випаровування термопресора ( $l_{ev} = L_{ev} / D_{ev}$ ):

$$\left(\frac{L_{ev}}{D_{ev}}\right) = 5,57 \cdot 10^4 \cdot e^{-\frac{\left[\left(\frac{\delta-17,7}{5,96}\right)^2 + \left(\frac{m_{H_2O}+0,523}{0,145}\right)^2\right]}{2}} \quad (11)$$

Дане рівняння (коефіцієнт регресії –  $R = 0,9944$ ;  $R^2 = 0,9889$ ) отримано для наступних характеристик процесу випаровування води в камері: відносна швидкість на вході  $0,4-0,8$  Маха; початкова температура повітря  $T_{tp1} = 400-500$  К; концентрації води у повітряному потоці  $m_{H_2O} = 0-0,25$  кг/м<sup>3</sup>. Представлене рівняння дозволяє визначати довжину ділянки камери для отримання максимального значення підвищення тиску та може бути рекомендоване для використання в методиці проектування термопресорів з масовою витратою до  $G_a = 1,0-1,5$  кг/с.

В п'ятому розділі представлені результати та аналіз розрахунків для схемно-технічних рішень систем проміжного охолодження повітря між ступенями компресорів ГТУ. Проаналізовано цикли ГТУ із застосуванням поверхневого та контактного охолодження циклового повітря для різних схем газотурбінних установок: цикл з проміжним охолодженням між ступенями компресора в поверхневому охолоджувачі, цикл з контактним охолодженням повітря між ступенями компресора. Термопресор встановлено між компресорами низького та високого тисків газотурбінної установки (рис. 15) замість поверхневого або контактного охолоджувача повітря.

При аналізі моделювання роботи термопресора враховані рівняння для визначення раціональної довжини камери випаровування та коефіцієнтів місцевого опору. Отримані при розрахунках значення підвищення повного тиску в «ідеальному» термопресорі (без втрат тиску через тертя) з урахуванням температури повітря на вході складають  $\Delta P_{tp,id} = 10-15\%$  (19·кПа).

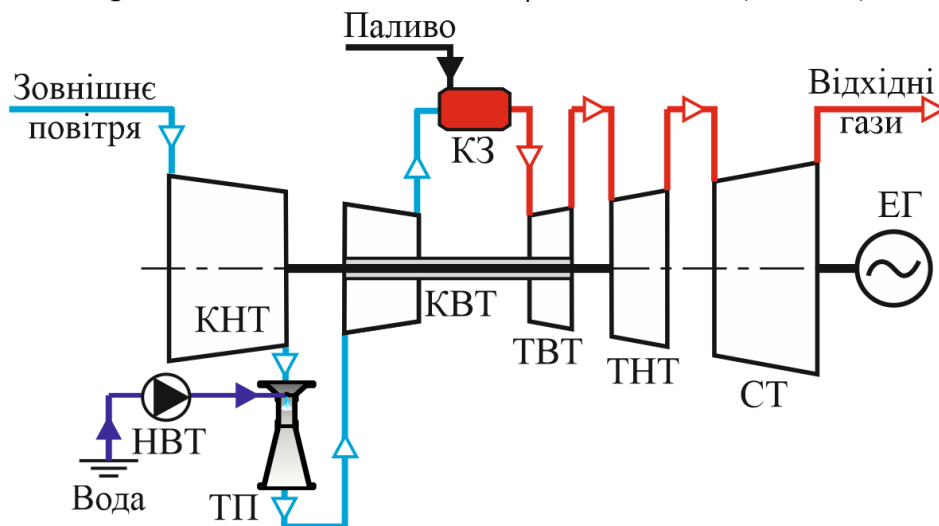


Рис. 15. Система проміжного охолодження повітря із застосуванням термопресора для компресора ГТУ

У залежності від відносної швидкості при збільшенні середнього діаметру краплі від 3 до 18 мкм втрати тиску збільшуються з  $\Delta P_{tp,tr} = 1,8-4,0\%$  (5–12 кПа)

до  $\Delta P_{\text{tp.tr}} = 4,0\text{--}7,0\%$  (12–22 кПа). Це, в свою чергу, зумовлює зменшення реального підвищення повного тиску, який при збільшенні діаметру краплі зменшується в середньому на  $\Delta P_{\text{tp}} = 1,5\text{--}3,0\%$  (5–10 кПа).

Застосування термопресора дозволяє знизити температуру стиснутого повітря між ступенями компресора від  $t_{1\text{tp}} = 100\text{--}180\text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_{2\text{tp}} = 50\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$ , тобто на  $\Delta t_{\text{tp}} = 50\text{--}110\text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 16, а). Таке зниження температури в умовах термогазодинамічної компресії дає змогу підвищити тиск на  $\Delta P_{\text{tp}} = 2\text{--}28\text{ кПа}$ , тобто на 2–9 % (рис. 16, б).

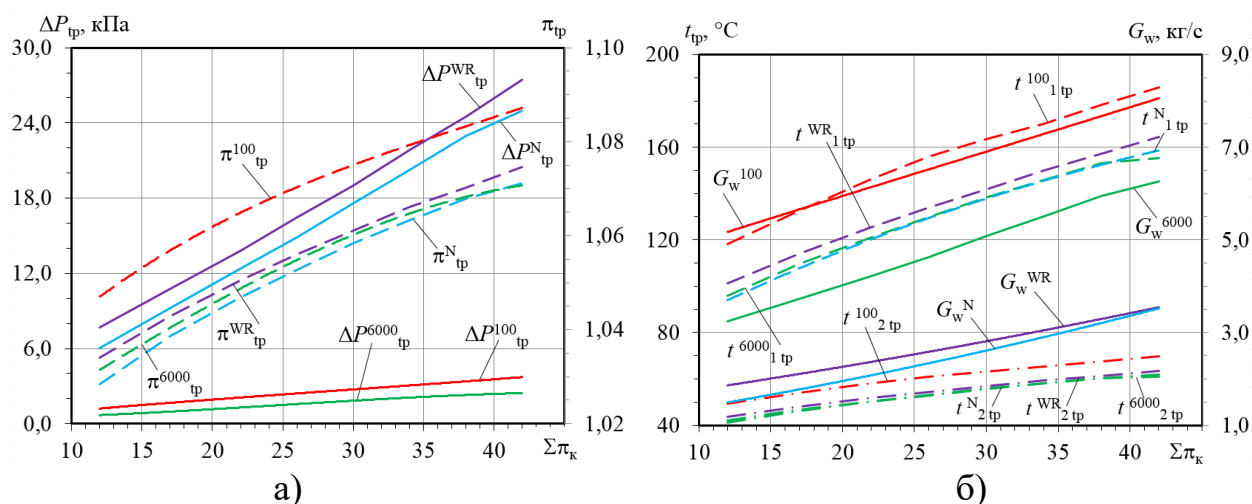


Рис. 16. Залежності підвищення тиску в термопресорі ( $\Delta P_{\text{tp}}$ ), ступеня стиснення в термопресорі ( $\pi_{\text{tp}}$ ) (а), температур на вході ( $t_{1\text{tp}}$ ) та на виході ( $t_{2\text{tp}}$ ), витрати води ( $G_w$ ) (б) від загального ступеня підвищення тиску компресора  $\Sigma\pi_k$ :

WR – WR-21 фірми Rolls Royce; N – «Надія»; 100 – LMS100 фірми General Electric; 6000 – LM6000 PC фірми General Electric;

————— – за даними фірм-виробників; - - - - - – із застосуванням ТП.

Застосування термопресора для цілей проміжного охолодження дозволяє забезпечити випаровування крапель води при стисненні в компресорі високого тиску і, як наслідок, наблизити процес до ізотермічного із найменшою роботою на стиснення, тобто застосування термопресора може бути альтернативним відносно традиційного контактного охолодження повітря при упорскуванні форсунками. При цьому зменшення роботи, а відтак і потужності компресора на величину близько 10% (рис. 17, а) та одночасне збільшення кількості робочого тіла в циклі дозволяє підвищити ККД ГТУ на  $\Delta\eta_e = 0,01\text{--}0,02$  (1–2 %) в порівнянні із базовим варіантом. При цьому питома витрата палива зменшиться на  $\Delta g_e = 5\text{--}10\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$  (рис. 17, б).

Характер зміни  $\eta_e$  і  $g_e$  в залежності від ступеня підвищення тиску  $\pi_k$  різний, що пов'язано із особливістю базових схем ГТУ (в схемі LMS 100 і LM6000-PC SPRINT присутнє тільки проміжне охолодження, а в схемах WR-21 і «Надія» – проміжне охолодження і регенерація теплоти). Кількість води, що упорскується в термопресор може перевищувати значення, яке необхідне для випаровування в робочій камері (до 10 % відносно кількості повітря).



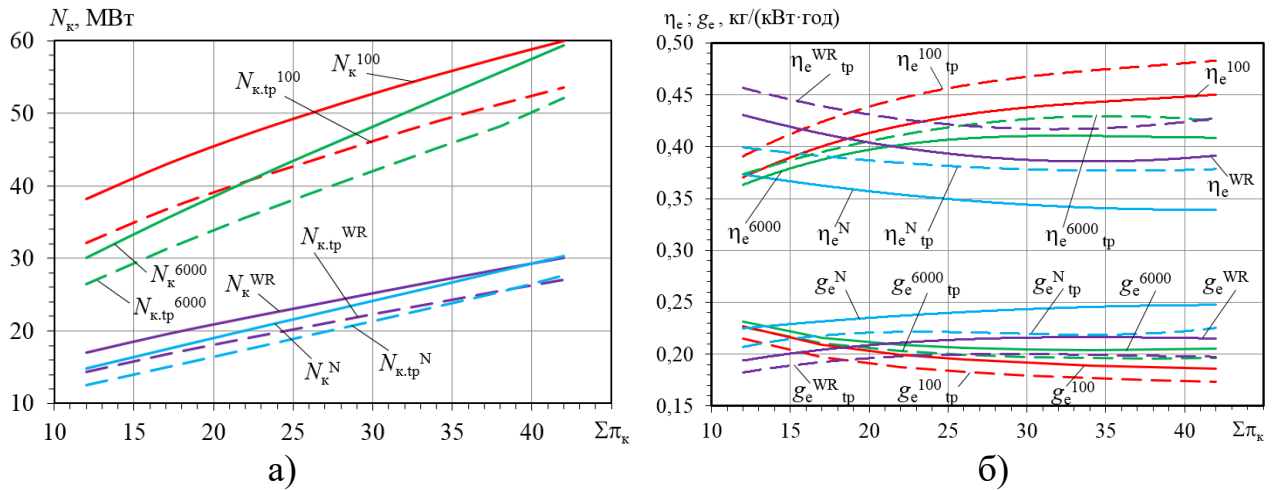


Рис. 17. Залежності потужності компресора  $N_k$  (а), ККД  $\eta_e$  циклів ГТУ та питомої витрати палива  $g_e$  (б) від загального ступеня підвищення тиску компресора  $\Sigma\pi_k$ .

## РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. Запропоновано вдосконалення способу проміжного охолодження повітря в багатоступневих компресорах за рахунок використання ефекту термогазодинамічної компресії, що забезпечує дрібно-дисперсне (з середнім діаметром краплі менше 20 мкм) розпилення води з ізотермуванням процесу стиснення в наступній ступені компресора.

2. Розроблено математичну модель для розрахунку робочих процесів проміжного охолодження стиснуваного повітря в термопресорі на основі методів чисельного моделювання, яка дозволяє обчислювати зміну діаметра упорснutoї краплі води в полідисперсному потоці, процеси переносу та випаровування краплі в потоці повітря, яке рухається із навколосвуковою швидкістю 0,4–0,8 Маха, що дає можливість забезпечити раціональну організацію робочих процесів, підвищення тиску та високу дисперсність розпилення із середнім діаметром краплі в потоці до 20 мкм.

3. Розроблено методику та проведено експериментальне дослідження термопресорного апарату для проміжного охолодження стиснуваного повітря в багатоступневих компресорах енергетичної установки. На основі отриманих експериментальних даних визначена адекватність розробленої математичної моделі.

4. Розраховано параметри процесів теплообміну, масообміну та гідрогазодинаміки стиснуваного повітря в термопресорі на основі тривимірної математичної моделі в програмному комплексі ANSYS Fluent для широкого спектру характеристик геометрії проточної частини термопресора.

5. Досліджено особливості робочих процесів в термопресорах з масовою витратою повітря до 1,5 кг/с, а саме вплив діаметру краплі води, що упорскується, відносної кількості води, температури, тиску і відносної швидкості краплі та повітря на раціональні геометричні характеристики термопресора, виходячи з чого було визначено способи раціонального проміжного охолодження термопресором із дрібно-дисперсним розпиленням води для забезпечення

ізотермування процесу стиснення в компресорі, а також підвищення тиску повітря до 5%.

6. Визначено шляхом чисельного моделювання раціональні характеристики робочих процесів у термопресорі (середній діаметр краплі на виході з проточної частини до 20 мкм, відносне підвищення тиску на 1–5 % та охолодження повітряного потоку на 100–150 °С, відносна масова витрата води 5–7 %, відносна швидкість потоку в робочій камері термопресора 0,4–0,8 Маха).

7. Отримано значення основних характеристик процесу випаровування, в залежності від яких визначено аналітичне рівняння для розрахунку раціональної відносної довжини камери випаровування термопресора (від 3 до 10 калібрів) для забезпечення підвищення повного тиску до 5 % в результаті ефекту термогазодинамічної компресії.

8. Отримано емпіричні рівняння для розрахунку коефіцієнтів місцевого опору для конфузора (0,02–0,08) та дифузора (0,08–0,32), які забезпечують отримання підвищення тиску в термопресорі за мінімальних втрат на тертя та які можуть бути рекомендовані для використання в методиці проектування термопресорів малої витрати (до 1,5 кг/с).

9. Встановлено, що додаткове підвищення повного тиску на 1–5 % на виході з термопресора призводить до скорочення споживання потужності багатоступневими компресорами до 10 %, що дозволяє підвищити ККД енергетичної установки на 1–2 % з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 5–10 г/(кВт·год).

10. Проектування термопресора в системах проміжного охолодження за рекомендаціями з раціональних параметрів дозволяє скоротити споживання палива енергетичною установкою приблизно на 2 % завдяки зменшенню витрат потужності компресора до 10%, що підтверджено відповідними актами щодо використання результатів дисертаційної роботи, а саме на наступних виробничих підприємствах: ТОВ «Херсонське суднобудівне підприємство» (м. Херсон, Україна), ТОВ «Енерджігруп» (м. Херсон, Україна), Zhejiang Special Electric Co., Ltd. (м. Шеньжоу, пров. Чжензян, КНР).

## ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, R., Andreev, A., Pyrytsunko, M., Dzhurynska, A. Research of the aerothermopressor cooling system of cyclic air of marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin, 2019. pp. 327–344. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, розробка розрахункових схем, аналіз проведених розрахунків. Розділ в колективній зарубіжній монографії.*

2. Kobalava H., Konovalov D., Radchenko R., Forduy S., Maksymov V. Numerical Simulation of an Aerothermopressor with Incomplete Evaporation for Intercooling of the Gas Turbine Engine. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D.

(eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 188. Springer, Cham, 2021. pp. 519–530. *Внесок здобувача: розробка методики дослідження, розробка математичної тривимірної моделі та аналіз отриманих даних. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus, Web of Science.*

3. Konovalov D., Kobalava H., Radchenko M., Sviridov V., Scurtu I.C. Optimal Sizing of the Evaporation Chamber in the Low-Flow Aerothermopressor for a Combustion Engine. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2021. pp. 654–663. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків для визначення оптимальної довжини камери випаровування термopресора, аналіз отриманих результатів. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus.*

4. Konovalov D., Kobalava H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020. pp. 581–591. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, розробка методики розрахунків для визначення параметрів ефективності роботи ГТУ із застосуванням термopресора, аналіз отриманих результатів. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus, Web of Science.*

5. Konovalov D., Kobalava H., Maksymov V., Radchenko R., Avdeev M. Experimental Research of the Excessive Water Injection Effect on Resistances in the Flow Part of a Low-Flow Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, Cham, 2020. pp. 292–301. *Внесок здобувача: участь в розробці експериментального стенду для вивчення робочих процесів в термopресорі, розробка робочого креслення термopресора, аналіз отриманих експериментальних даних. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus, Web of Science.*

6. Кобалава Г. О. Визначення конструктивних параметрів проточної частини аеротермopресора системи охолодження циклового повітря мікротурбін. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2019. № 2 (154). С. 44–50. *Наукове фахове видання України.*

7. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Чисельне моделювання проточної частини маловитратного аеротермopресора для проміжного охолодження циклового повітря газотурбінного двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2019. № 4 (156). С. 31–38. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків, аналіз результатів тривимірного чисельного моделювання. Наукове фахове видання України.*

8. Konovalov D., Kobalava H. Numerical simulation of the regime and geometric characteristics influence on the pressure loss of a low-flow aerothermopressor. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. № 55 (2). pp. 6–16. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків для визначення конструктивних параметрів проточної частини термopресора, узагальнення та*



*опрацювання отриманих даних тривимірного моделювання. Наукове фахове видання України.*

9. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках аеротермопресорами. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2018. № 1 (145). С. 29–36. *Внесок здобувача: аналіз та обґрунтування підвищення паливно-енергетичної ефективності ГТУ, узагальнення та опрацювання отриманих результатів розрахунків. Наукове фахове видання України.*

10. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Застосування контактного охолодження повітря аеротермопресором в циклі газотурбінної установки. *Холодильна техніка та технологія*. 2018. № 54 (5). С. 62–67. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків для визначення параметрів ефективності роботи ГТУ із застосуванням термопресора, аналіз отриманих результатів розрахунків. Наукове фахове видання України.*

11. Радченко М. І., Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Аналіз ефективності проміжного охолодження повітря газотурбінних установок упорскуванням води термопресором. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2017. № 4 (139). С. 106–111. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень для вдосконалення процесу проміжного охолодження повітря ГТУ, аналіз отриманих результатів розрахунків. Наукове фахове видання України.*

12. Коновалов Д. В., Кобалава Г. О., Стародубець С. І. Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згоряння термопресором з упорскуванням перегрітої води. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2017. № 3 (138). С. 104–111. *Внесок здобувача: аналіз впливу використання перегрітої води в термопресорних системах охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згоряння, формулювання висновків. Наукове фахове видання України.*

13. Konovalov D., Kobalava H., Radchenko M., Scurtu I. C., Radchenko R. Determination of hydraulic resistance of the aerothermopressor for gas turbine cyclic air cooling. 9th International Conference on Thermal Equipments, Renewable Energy and Rural Development (TE-RE-RD 2020), E3S Web of Conferences 180(3011):01012, 2020. p. 14. *Внесок здобувача: розробка проекту та участь у створенні (проектно-монтажні, пуско-налагоджувальні роботи) експериментальної стенду, аналіз отриманих результатів. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus.*

14. Konovalov D., Trushliakov E., Radchenko M., Kobalava H., Maksymov V. Research of the Aerothermopressor Cooling System of Charge Air of a Marine Internal Combustion Engine Under Variable Climatic Conditions of Operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes*. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2020. pp. 520–529. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, розробка методики розрахунків та аналіз впливу кліматичних умов на системи охолодження наддувного повітря суднового ДВЗ із застосуванням термопресора. Стаття в науковому виданні, що входить до н.м.б. Scopus, Web of Science.*

15. Коновалов Д. В., Радченко Р.М., Кобалава Г. О., Фордуй С.Г., Халдобін В.П. Розробка програмного комплексу раціонального проектування систем охолодження на основі термопресорних технологій. Радіоелектронні і комп'ютерні системи. 2021. № 1(97). С. 60–69. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, участь у розробці програмного комплексу для проектування систем охолодження із застосуванням термопресора. Наукове фахове видання України.*

16. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Andreev, A., Maksymov, V.: Improvement of Ejector Refrigeration Machine Cycles by Using Thermopressor. In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin, 2019. pp. 301–326. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, розробка розрахункових схем, аналіз проведених розрахунків. Розділ в колективній зарубіжній монографії.*

**Основні публікації, що засвідчують апробацію наукових результатів дослідження:**

17. Kobalava H., Radchenko M., Konovalov D. Efficiency Analysis of the Aerothermopressor Application for Intercooling between Compressor Stages by using CFD Model. V International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering», Kielce, Poland, 3–5 June, 2021. pp. 65–67. *Внесок здобувача: постановка задачі дослідження, аналіз отриманих даних при чисельному моделюванні. Тези, усна доповідь.*

18. Konovalov D., Kobalava H. Intercooling of Gas Turbine Plants by Using the Aerothermopressor. X Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources», Minsk, Belarus, 10–13 September, 2018. pp. 269–276. *Внесок здобувача: аналіз літературних джерел, розробка схемо-технічних рішень із застосуванням термопресора. Стаття, усна доповідь.*

19. Kobalava H., Konovalov D. The contact cooling efficiency increase of gas turbine plant's cycle air. IV International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering», Kielce, Poland, 6–8 February, 2020. pp. 98–99. *Внесок здобувача: постановка задачі дослідження, аналіз отриманих даних при чисельному моделюванні. Тези, усна доповідь.*

20. Кобалава Г.О. Підвищення ефективності циклів газотурбінних установок застосуванням контактного охолодження циклового повітря. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2019. С. 578–580. *Тези, усна доповідь.*

21. Кобалава Г.О. Дослідження ефективності роботи термопресора для проміжного охолодження циклового повітря методом чисельного моделювання. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2020. С. 510–514. *Стаття, усна доповідь.*

22. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Контактне охолодження циклового повітря в циклі ГТУ застосуванням термопресора. Інновації в суднобудуванні та

океанотехниці: Матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2020. С. 599–605. *Внесок здобувача: аналітичний огляд існуючих досліджень, розробка схемних рішень. Стаття, усна доповідь.*

23. Кобалава Г.О., Левицький Є.С. Аналіз ефективності застосування термопресорного апарату при контактному охолодженні повітря газотурбінних двигунів. Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2020. С. 210–212. *Внесок здобувача: постановка задачі дослідження, розробка схемних рішень, аналіз отриманих результатів, формулювання висновків. Тези, усна доповідь.*

24. Кобалава Г.О., Федосєєв Р.М. Визначення коефіцієнтів місцевих опорів в проточній частині термопресорного апарату. Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Миколаїв, НУК, 2020. С. 213–215. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків, аналіз отриманих даних. Стаття, усна доповідь.*

25. Кобалава Г.О., Цапенко В.Д., Бойко А.І. Дослідження гідрогазодинамічних процесів в термопресорі із застосуванням CFD моделювання. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-технічної конференції. Одеса, ОНАХТ, 2019. С. 20–21. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків, аналіз отриманих даних, формулювання висновків. Тези, усна доповідь.*

26. Konovalov D., Kobalava H., Radchenko R. Experimental determination of pressure loss in a low-flow aerothermopressor with incomplete evaporation. IV International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering», Kielce, Poland, 6–8 February, 2020. pp. 142–144. *Внесок здобувача: участь в розробці експериментального стенду, аналіз результатів експерименту. Тези, усна доповідь.*

27. Кобалава Г.О. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках. Інновації в суднобудуванні та океанотехниці: Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2018. С. 244–245. *Тези, усна доповідь.*

28. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Максимов В.И. Определение конструктивных параметров проточной части аэротермопрессорного аппарата для систем контактного охлаждения. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-технічної конференції. Одеса, ОНАХТ, 2019. С. 22–23. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків, аналіз отриманих даних. Тези, усна доповідь.*

29. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Аналіз технологій охолодження циклового повітря в газотурбінних установках. Інновації в суднобудуванні та океанотехниці: Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2018. С. 246–247. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів розрахунків. Тези, усна доповідь.*

30. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Анализ эффективности применения аэротермопрессора для промежуточного охлаждения воздуха в ГТУ. Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2017. С. 205–206. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів розрахунків. Тези, усна доповідь.*

31. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування аеротермопресора для проміжного охолодження повітря в газотурбінних установках. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2017. С. 258–263. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів розрахунків. Стаття, усна доповідь.*

32. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Майбродский П.А. Применение аэротермопрессора для промежуточного охлаждения воздуха газотурбинных установок. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Херсон, ХДМА, 2017. С. 351. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, формулювання висновків. Тези, усна доповідь.*

33. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування упорскування перегрітої води в термопресорних системах охолодження наддувного повітря ДВЗ. Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство: Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції. Херсон, ХДМА, 2017. С. 80–81. *Внесок здобувача: розробка методики розрахунків, аналіз отриманих результатів розрахунків. Тези, усна доповідь.*

34. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О., Котік Х.А. Застосування аеротермопресора для проміжного охолодження повітря газотурбінних установок. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції. Одеса, ОНАХТ, 2017. С. 97–98. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, формулювання висновків. Тези, усна доповідь.*

35. Коновалов Д.В., Кобалава Г.А. Перспективы применения аэротермопрессора в газотурбинных установках с контурами перерасширения. Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2017. С. 219–228. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів. Стаття, усна доповідь.*

36. Konovalov D., Kobalava H. The aerothermopressor application for intermediate cooling in the gas turbine plant. *Холод в енергетиці і на транспорті*: Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2017. С. 302–309. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів. Стаття, усна доповідь.*

37. Кобалава Г.А. Усовершенствование теплоиспользующей эжекторной холодильной машины применением термогазодинамической компрессии. *Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології*: Матеріали

міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів. Одеса, ОНАХТ, 2016. С. 20–21. *Тези, усна доповідь.*

38. Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Підвищення ефективності термопресорних систем шляхом розпилення води, перегрітої відносно температури насичення. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв, НУК, 2016. С. 209–211. *Внесок здобувача: розробка схемо-конструктивних рішень, аналіз отриманих результатів. Стаття, усна доповідь.*

## АНОТАЦІЯ

**Кобалава Г.О. Вдосконалення системи проміжного охолодження багатоступневих компресорів застосуванням термопресора. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2021. Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерства освіти і науки України.

Дисертація присвячена дослідженню теплофізичних процесів в термопресорі, який застосовується для проміжного охолодження стиснутого повітря в багатоступневому компресорі. При застосуванні термопресора забезпечується дрібно-дисперсне розпилення води з ізотермуванням процесу стиснення в наступній ступені компресора при додатковому підвищенні повного тиску на 1–5 % і, як наслідок, скорочення споживання потужності багатоступневими компресорами енергетичної установки близько 10 %, що, у свою чергу, дозволяє підвищити ККД газотурбінної установки на 1–2 % з відповідним зменшенням питомої витрати палива на 5–10 г/(кВт·год).

Розроблено математичну модель для розрахунку теплогідродинамічних параметрів процесів проміжного охолодження стиснутого повітря в термопресорі, яка дозволяє обчислювати зміну діаметра упорскуваної краплі води в полідисперсному потоці, процеси переносу та випаровування краплі в потоці повітря, яке рухається із навколосвуковою швидкістю 0,4–0,8 Маха, що дає можливість забезпечити раціональну організацію робочих процесів і максимальне підвищення тиску на 1–5 % та високу дисперсність розпилення із середнім діаметром краплі в потоці до 20 мкм.

Отримано значення основних характеристик процесу випаровування, в залежності від яких визначено аналітичне рівняння для розрахунку раціональної відносної довжини камери випаровування термопресора (від 3 до 10 калібрів) для забезпечення підвищення повного тиску в результаті ефекту термогазодинамічної компресії, а також емпіричні рівняння для визначення раціональних значень коефіцієнта місцевого опору для конфузора (0,02–0,08) та дифузора (0,08–0,32), які забезпечують отримання підвищення тиску в термопресорі за мінімальних втрат на тертя та які можуть бути рекомендовані для використання в методиці проектування термопресорів малої витрати (до 1,5 кг/с).

**Ключові слова:** термопресор, CFD-моделювання, випаровування води, контактне охолодження повітря, діаметр краплі, компресор.

**ABSTRACT**

**Kobalava H.O. Improvement of the Multistage Compressors Intercooling System by Using a Thermopressor.** – Qualifying scientific work, a manuscript.

Thesis for obtaining the Candidate of Science (Engineering) degree in specialty 05.14.06 – Technical Thermophysics and Industrial Thermal Power Engineering. – Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2021. The scientific work has been carried out at Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ministry of Education and Science of Ukraine.

The thesis is devoted to the study of thermophysical processes in the thermopressor. This apparatus is used for intercooling of compressed air in order to reduce power consumption by energy plant multistage compressors. A finely dispersed spray of water with isothermal compression in the next stage of the compressor with an additional increase in the total pressure by 1–5 % are provided in the case of using a thermopressor. At the same time, the reduction in power consumption by the power plant multistage compressors has been about 10 %. This, in turn, made it possible to increase the efficiency of gas turbines by 1–2 % with a corresponding decrease in the specific fuel consumption by 5–10 g/(kW·h).

A mathematical model has been developed for calculating the thermohydrodynamic parameters of the intercooling process of compressed air in the thermopressor (the change in the water droplet diameter in a polydisperse flow, the transfer and evaporation processes of a water droplet in the air flow moving at a transonic speed of Mach 0.4–0.8). It makes possible to ensure a rational organization of working processes and a maximum pressure increase of 1–5% and a high dispersion of spraying with an average droplet diameter in the flow up to 20 microns.

An analytical equation has been determined for calculating the rational relative length of the thermopressor evaporation chamber (from 3 to 10 calibers) to ensure an increase in the total pressure as a result of the thermogasdynamic compression effect, as well as empirical equations have been obtained to determine the rational values of the local resistance coefficient for the confuser (0.02–0.08) and the diffuser (0.08–0.32), which ensure the pressure increase obtained in the thermopressor with minimal friction losses. They can be recommended for use in the design methodology for low-flow thermopressors (up to 1.5 kg/s).

**Key words:** thermopressor, CFD modeling, water evaporation, contact air cooling, droplet diameter, compressor.