

ОДЕСЬКІЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКІЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ГРАТІЙ ТЕТЯНА ІВАНІВНА

УДК 621.575 (088.8)

**ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗРОБКА КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ
ПРИЛАДІВ**

142 – Енергетичне машинобудування

Подається на здобуття ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Т.І. Гратій

Науковий керівник:

ТІТЛОВ ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ

доктор технічних наук, професор

Примірник дисертації
ідентичний за змістом
з іншими примірниками

Одеса – 2023

АНОТАЦІЯ

Гратій Т.І. **Розробка комбінованих абсорбційних холодильних приладів** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 – Енергетичне машинобудування. – Одеський національний технологічний університет, Міністерство освіти та науки України, Одеса, 2023.

Дисертаційна робота присвячена теоретичному та експериментальному дослідженню енергозберігаючих побутових приладів з розширеними функціональними можливостями.

Мета роботи – розробка енергозберігаючих комбінованих абсорбційних холодильних приладів із розширеними функціональними можливостями.

Перспективним напрямом в енергозберігаючих розробках є створення побутових приладів, що поєднують функції холодильного зберігання та теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів та сільськогосподарської сировини.

До складу таких приладів входить традиційна холодильна та додаткова тепла камера (ТК), температурні режими якої забезпечуються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу.

З усіх типів сучасного побутового холодильного обладнання необхідний температурний потенціал (вище 70 °С) мають лише теплорозсіюючі елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) – ректифікатор та дефлегматор.

Використання ТК у побутових умовах можливе для підігріву продукту до заданої температури та різних видів технологічної обробки, в результаті якої може бути отриманий новий продукт (сушіння, в'ялення, бродіння та ін.).

Одним із важливих напрямків застосування ТК може бути сушіння плодів, овочів, риби, лікарських трав, ягід, грибів при температурах 40...70 °С. Особливий інтерес у домашніх умовах представляє сушіння білих корінь, зелені, грибів та інших овочів, сушіння яких в осінній період особливо раціональне в ТК.

У комбінованих моделях холодильників можна виробляти також сушіння та в'ялення риби.

Термодинамічний та ексергетичний аналіз холодильного циклу АХА показав практичну доцільність використання скидного тепла з теплонавантажених елементів для підтримки температурного режиму додаткової теплової камери.

Утилізація теплоти можлива за допомогою вертикальних випарних термосифонів, зона випаровування яких знаходиться у тепловому зв'язку із теплонавантаженими елементами АХА, а зона конденсації розташована в додатковій тепловій камері нагрівання, яка встановлюється на верхній частини холодильного шафу.

Таким чином, дослідження та розробки комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів, що поєднують функції охолодження та нагріву без додаткових витрат енергії, можуть вважатися **актуальними**.

Об'єкт дослідження – комбіновані абсорбційні холодильні прилади з камерами холоду і тепла на базі абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату.

Предмет дослідження – теплові режими, схеми і конструкції комбінованих абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду і тепла на базі абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату.

Методи дослідження:

а) теоретичні – моделювання режимів роботи комбінованих абсорбційних холодильних приладів та розрахунок типових конструкцій;

б) експериментальні – визначення енергетичних характеристик і температур в характерних точках елементів абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату та камер холоду і тепла комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

В першому розділі було виконано аналіз сучасного стану розробок і досліджень абсорбційних холодильних приладів

Ринок сучасної побутової холодильної техніки і в світі, і в Україні є досить різноманітним і пропонує населенню широкий спектр обладнання з різними функціональними можливостями. Це: класичні одно- та двокамерні моделі; вбудовані в кухонні меблі; спеціалізовані холодильники для вина зі скляними дверима; морозильні камери типу «скриня» та типу «шафа»; мініхолодильники.

Нарівні з традиційними та найбільш поширеними компресійними на ринку присутні і абсорбційні моделі холодильних приладів різного функціонального призначення.

Провідні світові економіки закінчили переведення компресорної холодильної техніки на екологічно чисті та природні холодильні робочі тіла, проте мають ще місце проблеми переходу, які змушують виробників звертати увагу на абсорбційну побутову холодильну техніку.

Побутові абсорбційні холодильні прилади заправляються природними речовинами - аміаком в якості холодильного агента, водою - в якості поглинача (абсорбенту) і інертним вирівнюючим газом (воднем, гелієм або їх сумішшю) і не надають несприятливого техногенного впливу на екосистему планети.

Другим, не менше значимим критерієм у побутової холодильної техніки є енергетична ефективність. За цим параметром компресійні моделі значно перевершують і абсорбційні та термоелектричні аналоги.

Абсорбційні моделі через безшумність роботи широко застосовуються в готельному бізнесі, а через можливість роботи з неелектричними джерелами теплової енергії вони займають ринок холодильної техніки в районах з неякісною електричною мережею або за її відсутності.

На ринку побутової холодильної техніки абсорбційні моделі мають мінімальну вартість порівняно з аналогами компресійного та термоелектричного типу, що найчастіше залучає потенційних покупців.

Підвищення енергетичної ефективності АХП різного функціонального призначення є основним напрямом розробок нових моделей

Розробники ставлять за мету максимально наблизитися до рівня енергоспоживання компресорних аналогів у традиційних нішах ринку побутової

холодильної техніки (одно-двокамерні моделі, морозильники, міні-холодильники).

Крім цього, абсорбційні холодильні агрегати при реалізації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу мають унікальний порівняно з компресійними аналогами рівень температур у дефлегматорі від 50 до 170 °С.

Для нових можливостей побутового приладу було розроблено технологічні інструкції та рекомендації для користувачів. Це і сушіння рослинних трав та грибів, збродження молочних продуктів, безпечний підігрів готової їжі та багато іншого. На Васильківському заводі холодильників було виготовлено два типи таких комбінованих холодильних приладів – з повітряною та рідинною тепловою камерою. Передбачалося, що теплова камера з нагрітою водою до 30-35 °С може забезпечувати господарські потреби за відсутності центрального водопостачання.

Окрім розширення функціональних можливостей побутової техніки, така технологія дозволяє вирішувати завдання теплової обробки за утилізації непридатного тепла абсорбційно-дифузійного холодильного циклу.

Проте така перспективна техніка не дійшла до серійного виробництва через низку технічних недоробок.

Основна проблема була пов'язана з організацією передачі теплового потоку від дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату в теплову камеру. Під час проектування нової техніки був відсутній досвід створення ефективних систем транспорту тепла та теоретичні уявлення про теплову взаємодію дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату та теплової камери.

Як наслідок, пілотні зразки комбінованих холодильних приладів не дозволяли досягти прийнятних результатів як по охолодженню, так і нагріванню.

Доведено, що режими роботи дефлегматора АХА визначають енергетичну ефективність при отриманні штучного холоду та теплові режими додаткової теплової камери у складі комбінованого побутового приладу.

Сучасне математичне моделювання теплових режимів дефлегматора проведено для його стаціонарних та нестаціонарних режимів роботи і такі відомі підходи можуть бути використані при моделюванні теплового ланцюга "дефлегматор АХА-ДФТС-теплова камера".

У зв'язку з відсутністю інформації щодо особливостей роботи комбінованих холодильних приладів з АХА та ДФТС спочатку було виконано тестові експериментальні дослідження елементів конструкції.

В рамках другого розділу дисертації виконано експериментальним дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Досліджувана конструкція холодильника з тепловою камерою була виготовлена на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150 Васильківського заводу холодильників. У всіх випадках зовнішні геометричні параметри теплової камери становили: висота – 0,420 м; глибина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; корисний об'єм – 35 дм³.

Товщина теплоізоляції теплової камери: бічних стінок – 0,080 м; дна-0,075 м; кришки, задньої та передньої стінок – 0,10 м.

Внутрішній корпус був виготовлений у вигляді цілісного короба.

Матеріал коробки - нержавіюча сталь. Товщина стінки короба – 0,001 м.

Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з тепловою камерою використовувався двофазний термосифон (ДФТС) завдовжки 1,530 м та діаметром – 0,010×0,001 м. Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт. Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром 0,016×0,0014 м здійснювалося за допомогою мідної стискаючої пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стиснутий високопористий осередковий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою КТП-8.

В процесі експериментальних досліджень показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад, що містить у своєму складі як камери з низькими температурами, так і теплову камеру, можна створити на базі

вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу «Кристал-408» АШ-150 з мінімальними технологічними доробками.

Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та теплової камери. Визначено найбільш раціональне місце відведення скидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів теплової камери. Підібраний ДФТС завдовжки 1530 мм та діаметром 10×1 мм. Теплоносій – етиловий спирт. Зона конденсації становила 385 мм. Теплова камера має об'єм 35 дм³ і вписувалася в габарити холодильної шафи холодильнику «Кристал-408» АШ-150. У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в тепловій камері може бути досягнута температура порядку 40 °С при одночасному забезпеченні нормативних теплових режимів в камерах охолодження (НТО – близько мінус 18 °С, ХК – 0...2 °С) в "жорсткому" режимі експлуатації (температура зовнішнього повітря 32 °С).

При завантаженій тепловій камері (залита 30 дм³ води) проведено дослідження з додатковим електронагрівачем потужністю 195 Вт, який забезпечував початковий підігрів води. Було показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловою камери, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Показано, що нагрівання води до 35 °С за рахунок утилізації тепла дефлегмації та роботи ДФТС може бути здійснене за добу за початкової температури води 23,7 °С.

В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою. Воно становило 1,43 кВт·год, що у 6,9 % менш, ніж в абсорбційному холодильному приладу у традиційному виконанні.

У рамках третього розділу дисертації виконано моделювання теплових режимів комбінованого абсорбційного холодильного приладу.

Доведено, що:

– величини теплового потоку, що відводиться з дефлегматора АХА за допомогою ДФТС, достатньо тільки для підтримки в ТК температури на рівні 50 °С;

– що для підтримки в ТК рівня температур 70 °С та 100 °С потрібні додаткові енерговитрати, а величина додаткових енерговитрат для 70 °С становить 3,5 Вт, а для 100 °С – 8,7 Вт. При цьому добові енерговитрати холодильника зростуть відповідно на 4,9 % та 12,3 %;

– при повному використанні теплоти дефлегмації для обігріву ТК можливе забезпечення її теплових режимів у діапазоні температур 50...100 °С;

– у разі використання у якості робочого середовища ТК повітря, виникають проблеми при теплопередаванні від конденсатора ДФТС до внутрішнього об'єму камери. У цьому випадку необхідно підтримувати перепад температур між нагрівальною панеллю і повітрям в ТК близько 25...35 °С, а величина панелі повинна становити не менше 0,200×0,285 м (висота×ширина); -

– у разі використання води у якості робочого середовища ТК доцільно використовувати нагрівальні панелі висотою 0,2 м, шириною 0,02...0,03 м. Для інтенсифікації процесів теплопередавання при нагріванні води, нагрівальну панель необхідно розташовувати в нижній частині ТК;

– у разі використання повітря в ТК, його охолодження через втрату тепла до навколишнього повітря йде в 32 рази швидше, ніж при використанні води при початковій температурі 50 °С і в 11 разів швидше при початковій температурі 70 °С.

Запропоновано перспективна конструкція комбінованого побутового приладу, в якому можна максимально використовувати теплоту дефлегмації абсорбційного холодильного циклу за рахунок повного розміщення підйомної гілки дефлегматора в об'ємі теплової камери.

Запропоновано перспективну конструкцію комбінованого абсорбційного побутового приладу з безпосереднім підігрівом робочого середовища в тепловій камері за рахунок створення циркуляційного контуру робочого середовища та теплового контакту із зоною дефлегмації.

Розроблені в рамках дисертаційної роботи нові конструкції побутової холодильної техніки були адаптовані під технологічні можливості сучасних підприємств енергомашинобудування, зокрема ТОВ "ЗОНТ", Одеса.

Ключові слова: *енергоефективність, термодинамічний аналіз, абсорбційне холодильне обладнання, холодоагент, теплота, скидне тепло, термосифон, термічні залежності, утилізація тепла*

ABSTRACT

Hratiu T.I. **Development of combined absorption refrigerating devices - Qualifying scientific work with manuscript rights.**

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 142 - Power engineering. – Odesa National Technological University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2023.

The dissertation is devoted to the theoretical and experimental research of energy-saving household appliances with extended functionality.

The purpose of the work is the development of energy-saving combined absorption refrigerating devices with extended functionality.

A promising direction in energy-saving developments is the creation of household appliances that combine the functions of cold storage and heat treatment of food products, semi-finished products and agricultural raw materials.

The composition of such devices includes a traditional refrigerating and an additional thermal chamber (TC), the temperature regimes of which are provided due to the utilization of the waste heat of the refrigeration cycle.

Of all types of modern household refrigerating equipment, only the heat-dissipating elements of the absorption refrigerating unit (ARU) - the rectifier and dephlegmator - have the necessary temperature potential (above 70 °C).

The use of TC in domestic conditions is possible for heating the product to a given temperature and various types of technological processing, as a result of which a new product can be obtained (drying, drying, fermentation, etc.).

Drying fruits, vegetables, fish, medicinal herbs, berries, mushrooms at temperatures of 40...70 °C can be one of the important areas of application of TC. Of special interest at home is the drying of white roots, greens, mushrooms and other vegetables, drying of which in the autumn period is especially rational in the TC.

In combined models of refrigerators, you can also dry and dry fish.

The thermodynamic and exergy analysis of the ARU refrigeration cycle showed the practical feasibility of using waste heat from heat-loaded elements to maintain the temperature regime of the additional thermal chamber.

Heat recovery is possible with the help of vertical evaporative thermosyphons, the evaporation zone of which is in thermal communication with the heat-loaded elements of ARU, and the condensation zone is located in an additional thermal heating chamber, which is installed on the upper part of the refrigerating cabinet.

Thus, research and development of combined household absorption refrigerating devices, combining the functions of cooling and heating without additional energy consumption, can be considered relevant.

The object of research is combined absorption refrigerating devices with cold and heat chambers based on an absorption-diffusion refrigerating unit.

The subject of the study is thermal regimes, schemes and designs of combined absorption refrigerating devices with cold and heat chambers based on an absorption-diffusion refrigerating unit.

Research methods:

a) theoretical – modeling of the modes of operation of combined absorption refrigerating devices and calculation of typical designs;

b) experimental - determination of energy characteristics and temperatures at characteristic points of elements of absorption-diffusion refrigerating unit and cold and heat chambers of combined absorption refrigerating devices.

In the first chapter, an analysis of the current state of development and research of absorption refrigerating devices was performed

The market of modern household refrigerating equipment both in the world and in Ukraine is quite diverse and offers the population a wide range of equipment with different functionalities. These are: classic one- and two-chamber models; built into kitchen furniture; specialized refrigerators for wine with glass doors; freezers of the "chest" and "cabinet" type; mini refrigerators.

Along with the traditional and most common compression ones, there are absorption models of refrigerating devices of various functional purposes on the market.

The world's leading economies have completed the transition from compressor refrigeration equipment to environmentally friendly and natural refrigerants, but there are still transition problems that force manufacturers to pay attention to absorption domestic refrigeration equipment.

Household absorption refrigerating appliances are filled with natural substances - ammonia as a cooling agent, water - as an absorber (absorbent) and an inert leveling gas (hydrogen, helium or their mixture) and do not have an adverse man-made impact on the planet's ecosystem.

The second, equally important criterion for household refrigeration equipment is energy efficiency. According to this parameter, compression models are significantly superior to absorption and thermoelectric analogues.

Absorption models, due to their silent operation, are widely used in the hotel business, and due to the possibility of working with non-electric sources of thermal energy, they occupy the market of refrigeration equipment in areas with a poor-quality electrical network or its absence.

In the market of household refrigerating equipment, absorption models have a minimal cost compared to analogues of the compression and thermoelectric type, which most often attracts potential buyers.

Increasing the energy efficiency of ACPs of various functional purposes is the main direction of development of new models

The developers aim to get as close as possible to the level of energy consumption of compressor analogues in traditional niches of the domestic refrigeration equipment market (one- and two-chamber models, freezers, mini-refrigerators).

In addition, absorption refrigerating units when implementing the absorption-diffusion refrigerating cycle have a unique temperature level in the dephlegmator from 50 to 170 °C compared to compression analogues.

Technological instructions and recommendations for users were developed for the new capabilities of the household appliance. This includes drying of vegetable herbs and mushrooms, fermentation of dairy products, safe heating of ready-made food and much more. Two types of such combined refrigerating devices - with an air and liquid thermal chamber - were manufactured at the Vasylkiv Refrigerator Factory. It was assumed that a thermal chamber with water heated to 30-35 °C could provide economic needs in the absence of a central water supply.

In addition to expanding the functionality of household appliances, this technology allows solving the task of heat treatment by disposing of unusable heat of the absorption-diffusion refrigeration cycle.

However, such a promising technique did not reach serial production due to a number of technical shortcomings.

The main problem was related to the organization of heat flow transfer from the dephlegmator of the absorption refrigeration unit to the thermal chamber. During the design of the new equipment, there was a lack of experience in creating effective heat transport systems and theoretical ideas about the thermal interaction of the dephlegmator of the absorption refrigerating unit and the thermal chamber.

As a result, pilot samples of combined refrigerating devices did not allow to achieve acceptable results for both cooling and heating.

It has been proven that the modes of operation of the AXA dephlegmator determine the energy efficiency when obtaining artificial cold and the thermal modes of the additional thermal chamber as part of a combined household appliance.

Modern mathematical modeling of the thermal modes of the dephlegmator is carried out for its stationary and non-stationary modes of operation, and such known approaches can be used in the modeling of the thermal chain "ARU dephlegmator-DFTS-thermal chamber".

In connection with the lack of information on the features of the operation of combined refrigerating devices with ARU and TS, test experimental studies of structural elements were first performed.

As part of the second section of the dissertation, an experimental study of combined absorption refrigerating devices was carried out.

The researched design of the refrigerator with a thermal chamber was made on the basis of the serial model of the household single-chamber absorption refrigerator of the type "Krystal-408" AC-150 of the Vasylkiv refrigerator factory. In all cases, the external geometric parameters of the thermal chamber were: height - 0.420 m; depth – 0.540 m; width – 0.570 m; useful volume – 35 dm³.

The thickness of thermal insulation of the thermal chamber: side walls – 0.080 m; dna-0.075 m; cover, back and front walls - 0.10 m.

The inner case was made in the form of a single box.

The material of the box is stainless steel. The thickness of the box wall is 0.001 m.

A two-phase thermosyphon (TS) with a length of 1.530 m and a diameter of 0.010×0.001 m was used to provide thermal communication between the lifting section of the ARU dephlegmator and the thermal chamber. The material of the TS body is stainless steel. The coolant is ethyl alcohol. The TS was attached to the dephlegmator with a diameter of 0.016×0.0014 m using a copper compression plate, and to reduce the thermal resistance in the contact zone there was a compressed highly porous core material based on copper, the pores of which were filled with heat-conducting paste.

In the process of experimental research, it was shown that a combined absorption refrigerating device, which includes both low-temperature chambers and a thermal chamber, can be created on the basis of domestic models of the Vasylkiv factory of refrigerators of the "Krystal-408" AC-150 type with minimal technological modifications.

A selection of DFTS was carried out to ensure effective thermal communication between the AXA dephlegmator and the thermal chamber. The most rational place for removing the waste heat of dephlegmator to ensure the temperature regimes of the thermal chamber has been determined. The selected DFTS is 1530 mm long and 10×1 mm in diameter. The coolant is ethyl alcohol. The condensation zone was 385 mm. The thermal chamber has a volume of 35 dm³ and fit into the dimensions of the

refrigerating cabinet of the "Krystal-408" AS-150 refrigerator. Testing of the thermal modes of the unloaded thermal chamber was performed in different modes of supplying the thermal load to the AXA generator. It is shown that due to the utilization of the waste heat of dephlegmator in the thermal chamber, a temperature of the order of 40 °C can be reached while simultaneously ensuring standard thermal regimes in the cooling chambers - about minus 18 °C - 0...2 °C in the "hard" mode operation (outdoor air temperature 32 °C).

When the thermal chamber was loaded (filled with 30 dm³ of water), a study was conducted with an additional electric heater with a power of 195 W, which provided initial heating of the water. It was shown that the DFTS, thermally connected to the dephlegmator and the thermal chamber, successfully works in the mode of thermostating the thermal chamber. It is shown that heating the water to 35 °C due to the utilization of the heat of dephlegmator and the operation of the DFTS can be carried out in a day at an initial water temperature of 23.7 °C.

In the conditions of the experiment, the daily energy consumption was determined according to the standard methodology. It was 1.43 kWh, which is 6.9% less than in the absorption refrigerating device in the traditional design.

As part of the third section of the thesis, the simulation of the thermal regimes of the combined absorption refrigerating device was performed.

It is proved that:

- the amount of heat flow, which is removed from the ARU dephlegmator with the help of TS, is sufficient only to maintain the temperature in the TC at the level of 50 °C;

- that additional energy consumption is required to maintain temperatures of 70 °C and 100 °C in the TC, and the amount of additional energy consumption for 70 °C is 3.5 W, and for 100 °C - 8.7 W. At the same time, the daily energy consumption of the refrigerator will increase by 4.9 % and 12.3 %, respectively;

- with full use of the heat of dephlegmator for heating the TC, it is possible to ensure its thermal regimes in the temperature range of 50...100 °C;

– in the case of using air as the working medium of TC, problems arise during heat transfer from the TS condenser to the internal volume of the chamber. In this case, it is necessary to maintain a temperature difference between the heating panel and the air in the TC of about 25...35 °C, and the size of the panel should be at least 0.200×0.285 m (height×width); -

– in the case of using water as the working medium of the TC, it is advisable to use heating panels with a height of 0.2 m and a width of 0.02...0.03 m. To intensify the heat transfer processes when heating water, the heating panel must be located in the lower part of the TC;

– in the case of using air in the TC, its cooling due to heat loss to the surrounding air is 32 times faster than when using water at an initial temperature of 50 °C and 11 times faster at an initial temperature of 70 °C.

A promising design of a combined household appliance is proposed, in which the dephlegmator heat of the absorption refrigerating cycle can be maximally used due to the complete placement of the lifting branch of the dephlegmator in the volume of the thermal chamber.

A promising design of a combined absorption household appliance with direct heating of the working environment in the thermal chamber due to the creation of a circulation circuit of the working environment and thermal contact with the dephlegmator zone is proposed.

The new designs of household refrigerating equipment developed as part of the dissertation work were adapted to the technological capabilities of modern power engineering enterprises, in particular "ZONT" LLC, Odesa.

Key words: energy efficiency, thermodynamic analysis, absorption refrigeration equipment, refrigerant, heat, waste heat, thermosiphon, thermal dependence, heat utilization

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА:

Основні наукові результати дисертації:

1. **Гратій, Т., & Тітлов, О.** (2021). Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів. Холодильна техніка та технологія, 57(3), 126-137. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2163>.

Автором проведено літературний огляд, виконано експериментальні дослідження комбінованих холодильних агрегатів абсорбційного типу з додатковою тепловою камерою, опрацювання одержаних результатів та зроблені висновки.

2. **Тітлов, О., & Гратій, Т.** (2022). Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 58(4), 204-215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569>

Автором проведено літературний огляд, проведено розрахункові дослідження та частково зроблені висновки.

3. **Гратій, Т., & Тітлов, О.** (2023). Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 59(1), 14-31. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616>

Автором проведено експериментальне дослідження, опрацювання одержаних результатів та частково зроблені висновки.

Статті у наукових виданнях інших держав:

1. **Titlov, O., & Hratii, T.** (2023). Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber. ScienceRise, (1), 3-15. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2023.002856>.

Автором проведено літературний огляд, розроблено схема абсорбційної системи охолодження, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки.

Тези наукових доповідей та матеріали конференцій:

1. **Гратій Т.І.** Розробка схемних рішень системи комбінованої термічної обробки продуктів у апаратах побутової техніки: збірник матеріалів XII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя, 3 жовтня - 5 жовтня 2019 року. – Одеса: ФОП Бондаренко М. О., 2019. – С. 414.

2. Тітлов О.С., **Гратій Т.І.** Розробка побутових комбінованих приладів – абсорбційних холодильників з тепловими камерами: матеріали 80-ї наукової конференції викладачів ОНАХТ (7 – 8 травня 2020 р.). Одеса: ОНАХТ, 2020. – С. 280-282.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

3. **Hratiy T.I.**, Priymak V.G., Titlov O.S. Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: матеріали V-ї Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики». – Херсон: ПП "Резнік", 2020. – С.190.http://kntu.net.ua/Conference_APME.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки

4. Тітлов О.С., **Гратій Т.І.**, Приймак В.Г., Козонова Ю.О. Розробка побутових комбінованих приладів з утилізацією скидного тепла холодильного циклу: матеріали Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» Одеса: ОНАХТ, 2020. – С.114-115.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки.

5. **T. Hratiy.**, O. Titlov. Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: збірник тез доповідей XV International Scientific-Technical Conference. Kelce, 2020. – С.110-112.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

6. **Гратій Т.І.**, Тітлов О.С. Використання скидного тепла побутових холодильних приладів для розширення їх функціональних можливостей: матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23-25 вересня 2021. – Одеса: 2021. – С.147-150.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

7. **Гратій Т.І.** Визначення експериментальних характеристик комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою: збірник матеріалів XV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя (до 120-річчя Одеського національного технологічного університету), 6 жовтня – 8 жовтня 2022 року. Одеса: ОНТУ, 2022. – С.274-275

8. **Hratiu T.I.** Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber : матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності», Одеський національний технологічний університет, 13-14 квітня 2023 р. – Одеса: 2023. – С. 94-95.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН РОЗРОБОК І ДОСЛІДЖЕНЬ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	12
1.1 Вихідні передумови.....	12
1.2. Сучасні схеми і конструкції побутових комбінованих абсорбційних приладів	17
1.3 Моделювання процесів тепломасообміну в дефлегматорі АХА...	34
1.3.1. Стаціонарна модель.....	34
1.3.2. Нестационарна модель.....	39
1.3.3. Розрахункові співвідношення для моделювання процесів тепломасообміну в дефлегматорі АХА.....	42
1.4. Висновки з розділу 1.....	44
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	45
2.1. Об'єкт дослідження.....	45
2.2 Експериментальні дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів.....	51
2.3. Висновки з розділу 2.....	68
РОЗДІЛ 3 МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ З ДОДАТКОВОЮ ТЕПЛОВОЮ КАМЕРОЮ.....	74
3.1 Вихідні положення.....	74
3.2. Моделювання режимів роботи абсорбційного холодильного приладу з додатковою тепловою камерою.....	74
3.3. Висновки з розділу 3.....	92

РОЗДІЛ 4 ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	94
4.1. Конструкція комбінованого побутового абсорбційного холодильного приладу із вбудованим дефлегматором.....	94
4.2 Комбінований абсорбційний холодильний прилад з контуром природньої циркуляції.....	95
ВИСНОВКИ.....	100
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	103
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ГРАТІЙ Т.І. ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ «РОЗРОБКА КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ».....	131
ДОДАТОК Б ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РОБОТИ У СКЛАДІ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	135
ДОДАТОК В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ З ДОДАТКОВОЮ ТЕПЛОВОЮ КАМЕРОЮ.....	142
ДОДАТОК Г. РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	150
ДОДАТОК Д. ІНФОРМАЦІЯ ПРО ПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ.....	156
ДОДАТОК Е МЕТОДИКА ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ КОМБІНОВАНОГО АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ.....	158

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

АХА	– абсорбційний холодильний агрегат;
АХП	– абсорбційний холодильний прилад;
ВАР	– водоаміачний розчин;
ВПКМ	– високопористий комірчастий матеріал;
ДФТС	– двофазний термосифон;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
КПТВ	– камера з підвищеною температурою повітря;
КРЧ	– коефіцієнт робочого часу холодильного агрегату;
НТВ	– низькотемпературний випаровувач;
НТК	– низькотемпературна камера;
НТВ	– низькотемпературне відділення;
ОНТУ	– Одеський національний технологічний університет;
ПГС	– парогазова суміш;
РТР	– регенеративний теплообмінник розчинів;
ТА	– тепловий акумулятор;
ТК	– додаткова тепла камера у складу комбінованого побутового абсорбційного холодильного приладу;
ТТ	– тепла труба;
<i>з</i>	– зовнішній;
<i>вн</i>	– внутрішній;
<i>вх</i>	– на вході;
<i>вих</i>	– на виході;
<i>G</i>	– відноситься до генератора;
<i>D</i>	– відноситься до дефлегматора;
<i>in</i>	– відноситься до параметрів на вході;
<i>out</i>	– відноситься до параметрів на виході;
<i>s</i>	– відноситься до стана насичення пари або рідини;

H	– висота, м;
L, l	– довжина, м;
W	– швидкість, м/с;
α	– коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м ² ·К);
c	– питома масова теплоємність, Дж/(кг·К);
λ	– коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
μ	– коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
ν	– коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с;
ζ	– масова частка компонента;
β	– коефіцієнт масообміну, кг/(с·м ²);
ρ	– густина, кг/м ³ ;
i	– питома ентальпія, кДж/кг;
P	– тиск, МПа;
μ	– молярна маса, г/моль;
q	– густина теплового потоку, Вт/м ² ;
r	– питома теплота пароутворення, кДж/кг;
T	– температура, К;
t, ϑ	– температура, °С;
v	– питомий об'єм, м ³ /кг;
G_o	– масова витрата газу, рідини, кг/с;
Re	– число Рейнольдса;
Pr	– число Прандтля;
Nu	– число Нуссельта;
$Q (q_o)$	– теплова потужність елемента абсорбційного холодильного агрегату (випарника), Вт;
η	– тепловий коефіцієнт абсорбційно-дифузійного водоаміачного холодильного циклу

ВСТУП

Перспективним напрямом в енергозберігаючих розробках є створення побутових приладів, що поєднують функції холодильного зберігання та теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів та сільськогосподарської сировини.

До складу таких приладів входить традиційна холодильна та додаткова тепла камера (ТК), температурні режими якої забезпечуються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу.

З усіх типів сучасного побутового холодильного обладнання необхідний температурний потенціал (вище 70 °С) мають лише теплорозсіюючі елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) – ректифікатор та дефлегматор.

Використання ТК у побутових умовах можливе для підігріву продукту до необхідної температури та технологічної обробки, в результаті якої можливо отримати новий продукт (сушіння, в'ялення, бродіння та ін.).

Одним із важливих напрямків застосування ТК може бути сушіння плодів, овочів, лікарських трав, риби, ягід, грибів при температурах 40...70 °С. Особливий інтерес у домашніх умовах представляє сушіння білих корінь, зелені, грибів та інших овочів, сушіння яких в осінній період особливо раціональне в ТК.

У комбінованих моделях холодильників можна виробляти також сушіння та в'ялення риби.

Можливо також використовувати ТК для розм'якшення масла і маргарину при замісі тесту різних видів (33...35 °С), підсушування насіння, сушіння дріжджів, підсушування круп для видалення жучка, запарювання настоїв трав та ін.

Термодинамічний та ексергетичний аналіз холодильного циклу АХА показав практичну доцільність використання скидного тепла з теплонавантажених елементів для підтримки температурного режиму додаткової теплової камери.

Утилізація теплоти можлива за допомогою вертикальних випарних термосифонів, зона випаровування яких знаходиться у тепловому зв'язку із теплонавантаженими елементами АХА, а зона конденсації розташована в додатковій теплової камері нагрівання, яка встановлюється на верхній частини холодильного шафу.

Таким чином, дослідження та розробки комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів, що поєднують функції охолодження та нагріву без додаткових витрат енергії, можуть вважатися актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до:

- Закону України «Про енергозбереження» (Постанова Верховної Ради України № 75/94-ВР від 01.07.1997 р.);
- «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 рр.», прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.;
- Постанови Кабінету Міністрів України № 148 від 05.02.97 р., «Про Комплексну державну програму енергозбереження України»;
- плану робіт наукової школи ОНТУ «Тепломасообмінна апаратура для енергетичних, холодильних и кріогенних систем».

Мета роботи – розробка енергозберігаючих комбінованих абсорбційних холодильних приладів із розширеними функціональними можливостями.

Для вирішення проблеми, при розробці АХП були поставлені наступні завдання:

а) провести аналіз сучасного стану розробки та модулювання комбінованих абсорбційних холодильних приладів і визначити основні перспективні напрямки досліджень;

б) у зв'язку з відсутністю інформації провести експериментальні дослідження пілотних зразків комбінованих абсорбційних холодильних приладів для вивчення особливостей реалізації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу та уточнення граничних умов при моделюванні;

в) провести моделювання режимів роботи комбінованих абсорбційних холодильних приладів та провести розробку інженерної методики розрахунку;

г) розробити перспективні конструкції комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Об'єкт дослідження – комбіновані абсорбційні холодильні прилади з камерами холоду і тепла на базі абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату.

Предмет дослідження – теплові режими, схеми і конструкції комбінованих абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду і тепла на базі абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату.

Методи дослідження:

а) теоретичні – моделювання режимів роботи комбінованих абсорбційних холодильних приладів та розрахунок типових конструкцій;

б) експериментальні – визначення енергетичних характеристик і температур в характерних точках елементів абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату та камер холоду і тепла комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає у створенні основ розробки нової енергозберігаючої побутової техніки - комбінованих абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду і тепла на базі виконаних експериментальних досліджень та теоретичних положень.

Результати, отримані в процесі дослідження:

1. Вперше було теоретично обґрунтовано та експериментально доведено можливість створення комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду та тепла без додаткових енерговитрат за рахунок використання скидного тепла дефлегмації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу.

2. Вперше запропоновано математична модель визначення температурних режимів комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду та тепла у широкому діапазоні параметрів експлуатації

3. Вперше запропоновано новий енергозберігаючий спосіб роботи генератора АХА. Для часткової компенсації теплових втрат з підйомної частини, запропоновано встановити додаткову теплову трубу. Показано, що це дозволяє економити до 7...8 % теплового навантаження, що підводиться.

4. Вперше запропоновано перспективні конструкції комбінованих побутових приладів, в яких можна максимально використовувати теплоту дефлегмації абсорбційного холодильного циклу за рахунок:

а) повного розміщення підйомної гілки дефлегматора АХА в об'ємі теплової камери;

б) створення циркуляційного контуру робочого середовища та теплового контакту із зоною дефлегмації АХА.

5 Вперше з урахуванням результатів експериментальних досліджень проведено моделювання теплових режимів дефлегматора АХА та ДФТС.

Було показано, що зона контакту ДФТС та дефлегматора АХА повинна розташовуватися на підйомній ділянці дефлегматора в зоні температур 50...150 °С за температури зовнішнього повітря 32 °С і 70...170 °С при температурі 25 °С.

6. Вперше з урахуванням досвіду експериментальних досліджень та моделювання проведено інженерні розрахунки типових теплових камер комбінованих абсорбційних холодильних приладів з визначенням параметрів системи підведення тепла та необхідних теплових режимів дефлегматора АХА.

7. Отримали розвиток методи експериментальних досліджень комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів з камерами холоду та тепла:

– визначено найбільш раціональне місце відведення викидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів теплової камери;

– у різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в тепловій камері може бути досягнута температура порядку 40 °С при одночасному забезпеченні нормативних теплових режимів в камерах охолодження (НТО –

близько мінус 18 °С, ХК – 0...2 °С) в "жорсткому" режимі експлуатації (температура зовнішнього повітря 32 °С);

– при завантаженій тепловій камері проведено дослідження з додатковим електронагрівачем потужністю 195 Вт, який забезпечував початковий підігрів води.

Показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловою камери, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Визначено добове енергоспоживання – 1,43 кВт·год, що у 6,9 % менш, ніж в холодильного приладу у традиційному виконанні.

Практичне значення отриманих результатів.

Розробки в рамках дисертаційної роботи нової побутової абсорбційної холодильної техніки з розширеними функціональними можливостями адаптовані до сучасних технологій енергомашинобудівного підприємства ТДВ «Зонт» (м. Одеса) та можуть використовуватись у серійному виробництві (ПРИЛОЖЕНИЕ Д).

Особиста участь автора полягає в одержанні наукових і практичних результатів, що викладені у дисертаційній роботі, у пошуку і аналізі літературно-патентних джерел інформації, розробки наукових положень та методики експериментальних досліджень, проведенні досліджень та аналізу результатів, складанні та вішенні математичних моделей, формуванні висновків та рекомендацій.

Апробація наукових і практичних результатів, що викладені в дисертаційної роботі, здійснювалась здобувачем особисто при методичній і науковій підтримці наукового керівника Тітлова О.С.

В опублікованих роботах, надрукованих у співавторстві, дисертанту належать окремі теоретичні розробки, постановка і виконання експерименту, науковий аналіз результатів досліджень, формулювання висновків і пропозицій.

Апробація результатів дисертації.

Результати дисертації представлялися на 8 науково-технічних форумах різного рівня, в тому числі на: XII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», секція «Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя», 3 жовтня - 5 жовтня 2019 року. – Одеса; 80-ї наукової конференції викладачів ОНАХТ (7 – 8 травня 2020 р.). Одеса: ОНАХТ, 2020 р.; V-ї Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики». – Херсон, 2020 р.; Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» Одеса: ОНАХТ (2020, 2021 р. р.); XV International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering» (Kielce, Poland, 2020); XV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя (до 120-річчя Одеського національного технологічного університету), 6 жовтня – 8 жовтня 2022 року. Одеса: ОНТУ; Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності», Одеський національний технологічний університет, 13-14 квітня 2023 р. – Одеса.

Публікації. Основні результати дисертації опубліковані в 3 затверджених науково-технічних виданнях України та в 1 зарубіжній статті, в 8 тезах доповідей на міжнародних, національних і регіональних науково-технічних конференціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з анотації, вступу, 4 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 232 наукових робіт, 6 додатків. Повний обсяг роботи становить 180 сторінок та включає 17 таблиць, 42 рисунка.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН РОЗРОБОК І ДОСЛІДЖЕНЬ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

1.1 Вихідні передумови

Ринок сучасної побутової холодильної техніки і в світі, і в Україні є досить різноманітним і пропонує населенню широкий спектр обладнання з різними функціональними можливостями. Це: класичні одно- та двокамерні моделі, вбудовані в кухонні меблі; спеціалізовані холодильники для вина зі скляними дверима; морозильні камери типу «скриня» та типу «шафа»; мініхолодильники [49].

Нарівні з традиційними та найбільш поширеними компресійними, на ринку присутні й абсорбційні [1, 2, 35, 49, 80, 83, 103, 117, 123, 125, 127, 128, 133, 135, 143, 155, 160, , 161, 166, 167, 170, 173, 184, 186, 187, 189, 196, 222-224] та термоелектричні [3, 43, 49, 73, 74, 82, 191, 217, 225] моделі холодильних приладів різного функціонального призначення.

У наш час основним критерієм для холодильної техніки є екологічна безпека робочих тіл [2, 33, 50, 54, 72, 91, 92, 109, 121, 149, 153, 157, 192, 215].

Провідні світові економіки закінчили переведення компресорної холодильної техніки на екологічно чисті та природні холодильні робочі тіла [2, 50, 72, 91, 92, 121, 149, 158, 192, 215], проте мають ще місце проблеми переходу, які змушують виробників звертати увагу на абсорбційну побутову холодильну техніку.

Побутові абсорбційні холодильні прилади заправляються природними речовинами: аміаком – в якості холодильного агента, водою - в якості поглинача (абсорбенту) і інертним вирівнюючим газом (воднем, гелієм або їх сумішшю) [2, 33, 50, 54, 72, 91, 92, 146, 147] і не надають несприятливого техногенного впливу на екосистему планети.

Другим, не менш значним критерієм у побутовій холодильній техніці є енергетична ефективність [1, 2, 5, 27-29, 30-32, 48, 52, 54, 60, 61, 65-67, 73, 83, 87,

88, 93, 106, 108, 144, 145, 152, 165, 177, 182, 198, 200-202, 204-206, 216, 219, 220-226, 231, 232].

За цим параметром компресійні моделі значно перевершують абсорбційні та термоелектричні аналоги.

Вибір термоелектричних моделей споживачем переважно пов'язаний із використанням як від транспортного холодильника під час роботи, так і від бортової мережі.

Абсорбційні моделі через безшумність роботи широко застосовуються в готельному бізнесі, а через можливість роботи з неелектричними джерелами теплової енергії, вони займають значне місце на ринку холодильної техніки в районах з неякісною електричною мережею або за її відсутності.

На ринку побутової холодильної техніки абсорбційні моделі мають мінімальну вартість порівняно з аналогами компресійного та термоелектричного типу, що найчастіше залучає потенційних покупців.

Підвищення енергетичної ефективності АХП різного функціонального призначення є основним напрямом розробок нових моделей [1, 2, 5, 7, 9, 11, 12, 14, 16-20, 22, 26-29, 32, 44-46, 48, 51-54, 56-61, 65-68, 73, 77-80, 83, 87, 88-91, 93, 96-97, 99, 103, 106, 108, 111-113, 118-120, 124, 137, 144, 145, 148, 150-152, 159, 164, 165, 168, 171, 173, 177, 182, 183, 195, 198, 200-202, 204-206, 209, 211, 213, 216, 219, 220, 224, 226, 228, 231, 232].

Розробники ставлять за мету максимально наблизитися до рівня енергоспоживання компресорних аналогів у традиційних нішах ринку побутової холодильної техніки (одно-двокамерні моделі, морозильники, міні-холодильники) [27-28, 52-54, 88-89, 224, 231-232].

У багатьох випадках це досягається за рахунок:

а) удосконалення абсорбційно-дифузійного холодильного циклу шляхом застосування двох-трьох потокових теплообмінників для потоків парогазу і рідкого водоаміачного розчину [2, 19-20, 75, 138, 140, 157, 176, 178, 185, 197, 212, 214];

б) удосконалення конструкції генераторного вузла, який, як показує термодинамічний і ексергетичний аналіз [2, 27-29, 47, 65-68, 113], є найбільш проблемним з точки зору енергозбереження;

в) раціонального компоновання габаритних параметрів теплоізоляційних камер [2, 114, 175] і генераторного вузла АХА [2, 13, 42];

г) зниження термічного опору ланцюга «продукт – джерело холоду» шляхом застосування низькотемпературних теплових труб з аміаком як теплоносіїв [2, 49, 54, 196];

д) систем автоматичного управління, що враховують рівень температур у камерах охолодження, навколишнього середовища та в характерних точках транспортної магістралі між генераторним вузлом та конденсатором АХА [2, 21, 38, 61, 105];

е) застосування нових робочих тіл із нанодобавками та солями, активно абсорбуючих пар води з водоаміачної парової суміші [2, 92, 115, 121, 169];

ж) використання відновлюваних, насамперед сонця [36, 73, 75, 76, 81, 83, 84, 95, 101, 102-104, 116, 122, 126, 128-134, 136, 162-163, 179-181, 188, 190, 193, 207, 220-221] або скидних [2, 55, 68, 156, 172-174, 227, 229] джерел теплової енергії.

Крім цього, абсорбційна холодильна техніка активно просувається в області, де компресійні аналоги не можуть ефективно вирішувати завдання охолодження.

Найбільш широко це має місце в транспортних системах, де АХП може використовувати на стоянці традиційний змінний струм (220В), постійний струм (12 або 24В) при русі або палинковий пристрій у місцях відсутності електричних джерел енергії [1, 2, 103, 194, 210-211].

Іншою значною сферою застосування АХП є окремий бізнес. АХП у своїй роботі безшумний, що важливо для відпочинку, особливо у невеликих приміщеннях. У цьому випадку користувачі навіть не звертають увагу на підвищення енергоспоживання, порівняно з компресійними аналогами.

Останніми роками намітилося новий напрямок використання АХП – «сезонні» холодильники [202, 210-211]. Такі холодильники покликані працювати у широкому діапазоні температур зовнішнього повітря - від мінус 30 °С до 43 °С (тропічне виконання) [24, 39].

У такому широкому діапазоні температур компресійні холодильники не можуть працювати з двох причин:

а) при низьких температурах зовнішнього повітря (до мінус 30 °С) виникає загусання компресорного масла, що призводить до механічних поломок клапанів компресора;

б) для такого діапазону температур, в даний час, неможливо підібрати робоче тіло, яке давало б прийнятні характеристики при підвищених та знижених температурах зовнішнього повітря одночасно.

Абсорбційні моделі з невеликою доробкою дефлегматора та з використанням відповідної системи автоматичного управління успішно справляються з таким завданням [2, 32].

Крім цього, абсорбційні холодильні агрегати при реалізації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу мають унікальний порівняно з компресійними аналогами рівень температур у дефлегматорі - від 50 до 170 °С [4-8, 110-120, 151].

Розробники абсорбційної холодильної техніки ще у 90-х роках минулого століття звернули увагу на цей факт та розробили цілий каскад моделей холодильників, у яких теплота дефлегмації використовується для забезпечення підвищених температур у додатковій тепловій камері [10, 15, 40-41, 51].

Для нових можливостей побутового приладу було розроблено технологічні інструкції та рекомендації для користувачів. Це і сушіння рослинних трав та грибів, збродження молочних продуктів, безпечний підігрів готової їжі та багато іншого [40-41]. На Васильківському заводі холодильників було виготовлено два типи таких комбінованих холодильних приладів: з повітряною та рідинною тепловою камерою [46, 49].

Передбачалося, що теплова камера з нагрітою водою до 30-35 °С може забезпечувати господарські потреби за відсутності центрального водопостачання [63].

Окрім розширення функціональних можливостей побутової техніки, така технологія дозволяє вирішувати завдання теплової обробки за утилізації непридатного тепла абсорбційно-дифузійного холодильного циклу.

Проте така перспективна техніка не дійшла до серійного виробництва через низку технічних недоробок.

Основна проблема була пов'язана з організацією передачі теплового потоку від дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату в теплову камеру. Під час проектування нової техніки був відсутній досвід створення ефективних систем транспорту тепла та теоретичні уявлення про теплову взаємодію дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату та теплової камери.

Як наслідок, пілотні зразки комбінованих холодильних приладів не дозволяли досягти прийнятних результатів як по охолодженню, так і нагріванню.

Як показав наступний аналіз, вихід із цієї ситуації може бути знайдений тільки за рахунок широкого спектру теоретичних та експериментальних досліджень, які дозволять вивчити особливості роботи комбінованих холодильних приладів.

Основним завданням буде пошук можливостей довести енергетичну ефективність нової багатофункціональної побутової техніки до рівня серійних традиційних моделей абсорбційних холодильних приладів.

На початку таких досліджень та розробок слід провести докладний аналіз сучасного стану відомих технічних пропозицій та методів розрахунку комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

1.2. Сучасні схеми і конструкції побутових комбінованих абсорбційних приладів

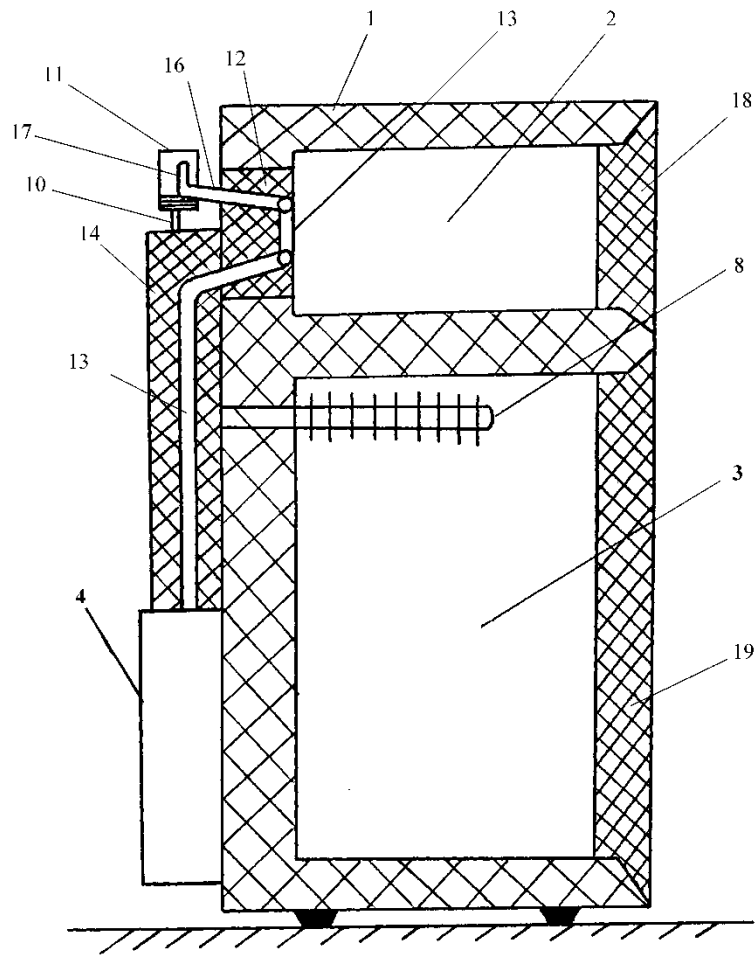
Як показав аналіз літературно-патентних джерел, існують різні конструкції побутових комбінованих приладів, що відрізняються:

- а) передачею тепла від АХА до ТК [4];
- б) розташуванням ТК щодо камер охолодження [10];
- в) конструктивним виконанням ТК [4, 5, 10];
- г) джерелом теплової енергії для ТК [7, 15, 17, 20].

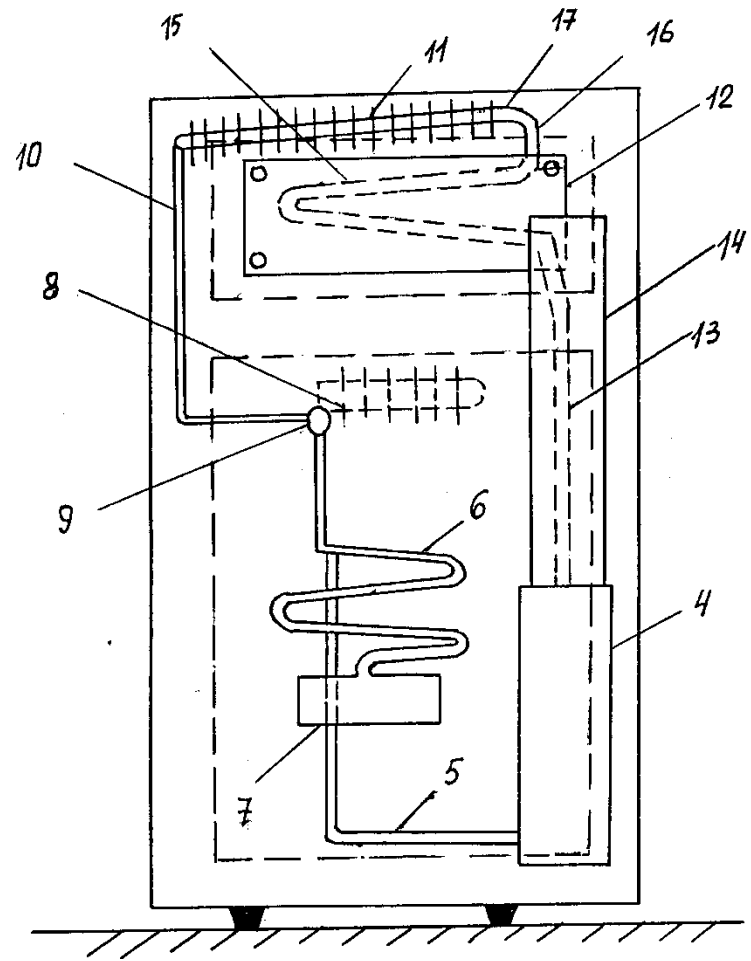
Відомий комбінований апарат [10], характерною особливістю якого є безпосередній тепловий контакт підйомної ділянки дефлегматора АХА з елементами ТК, що дозволяє розширити діапазон температури термічної обробки. Пристрій містить шафу 1, розділену на ТК 2 і ХК 3 (рис. 1.1 та рис.1.2). На задній стінці шафи встановлений АХА. ТК має у задній стінці проріз, в якому встановлений блок 12. Середня ділянка 15 дефлегматора розташована в об'ємі блоку 12. Ділянка 16 дефлегматора та ділянка 17 конденсатора розташовуються за межами блоку 12.

Для інтенсифікації теплообміну встановлюються вертикальні ребра 24, а також ТТ або ДФТС Г-подібного типу.

Конденсаційні ділянки 25 ТТ або ДФТС розташовані на бічних стінках ТК, а випарні ділянки 35 – у дефлегматору АХА.



а)



б)

Рис. 1.1 Побутовий комбінований прилад: а) розріз (вид збоку); б) вид ззаду: 1 – теплоізолюваний корпус; 2 – ТК; 3 – ХК; 4 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 5 – РТО; 6 – абсорбер; 7 – ресивер ВАР; 8 – випарник АХА; 9 – газовий теплообмінник; 10 – аміачна магістраль; 11 – конденсатор; 12 – теплоізолюваний блок; 13 – початкова ділянка дефлегматора; 14 – теплова ізоляція підйомної ділянки дефлегматора; 15 – середня частина дефлегматора; 16 – вихідна ділянка дефлегматора; 17 – початкова ділянка конденсатора; 18 – двері ТК; 19 – двері ХК.

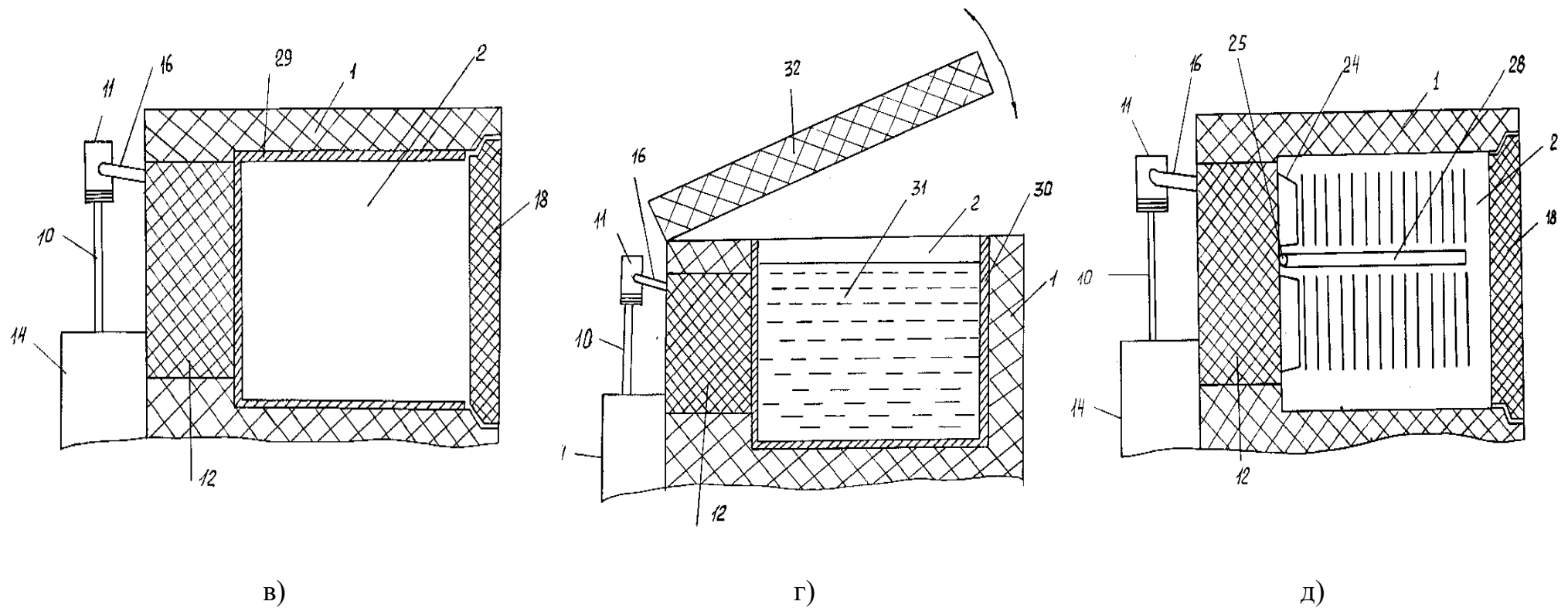


Рис.1.2 Побутовий комбінований прилад з безпосереднім контактом елементів АХА та ТК: в) ТК повітряного типу; г) ТК у вигляді рідинної ємності; д) ТК.

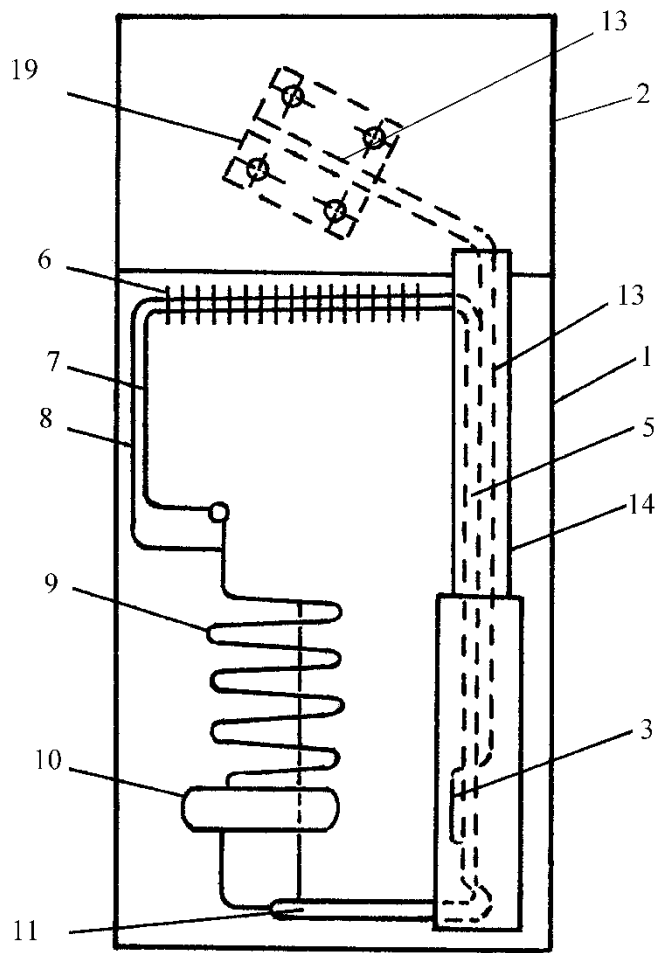
1 – теплоізолюваний корпус; 2 – ТК; 10 – аміачна магістраль; 11 – конденсатор; 14 – теплова ізоляція підйомної ділянки дефлегматора; 16 – вихідна ділянка дефлегматора; 18 – двері ТК; 20(21) – внутрішній алюмінієвий корпус ТК повітряного (рідинного) типу; 22 – рідкий наповнювач ТК; 23 – кришка ТК; 24 – ребра; 25(26) – випарник (конденсатор) ТТ або ДФТС.

Ефективність роботи ТК повітряного типу додатково зросте, якщо буде встановлено ребра на внутрішніх поверхнях. У цьому випадку знизиться термічний опір ланцюга «дефлегматор АХА - ТК».

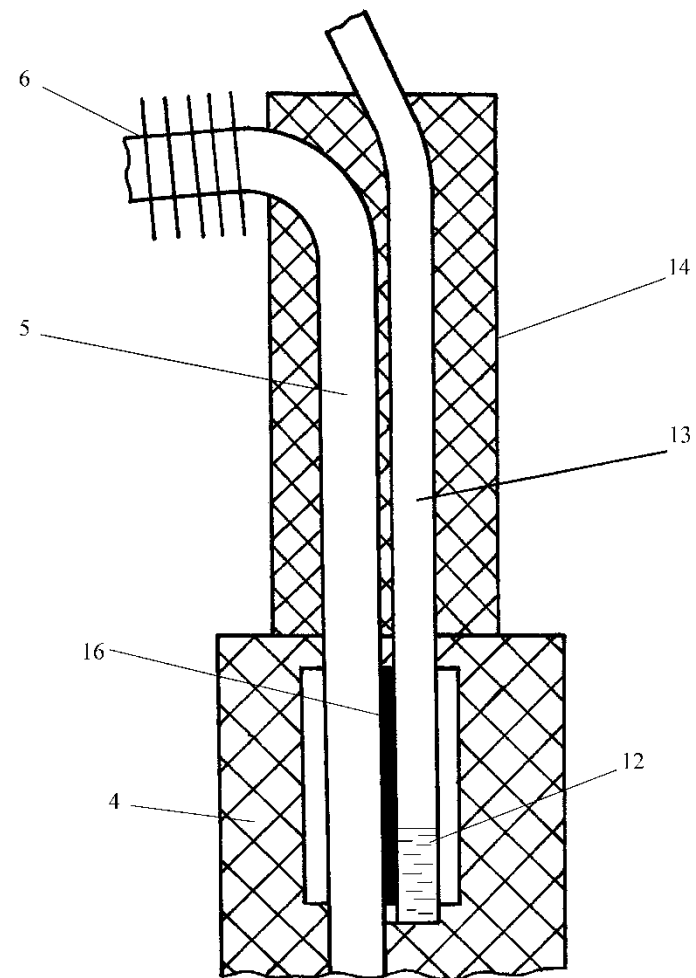
Відомі комбіновані прилади абсорбційного типу з проміжними теплопередаючими пристроями. Найбільш простою у конструктивному виконанні є схема з проміжними теплопередаючими пристроями, яка передбачає мінімум змін у складі АХА.

Пристрій [15] (рис. 1.3 та рис.1.4) містить холодильну шафу 1, ТК 2 і АХА, генератор 3, закритий ізоляційним кожухом 4, дефлегматор 5, конденсатор 6, магістраль рідкого аміаку 7, вирівнювальну магістраль 8, абсорбер 9, ресивер рідкого ВАР 10, РТО 11, випарник, ДФТС 12, транспортна зона 13 якою покрита теплоізоляцією 14, а конденсаційна зона 15 пов'язана з ТК.

Кріплення випарної зони ДФТС здійснюється хомутами. У зоні контакту дефлегматора АХА і випарної зони ДФТС знаходиться стислий ВПКМ з мідним каркасом 16



а)



б)

Рис. 1.3 Побутовий комбінований прилад абсорбційного типу з проміжним теплопередавальним пристроєм: а) вид ззаду; б) схема теплового зв'язку дефлегматора АХА та ДФТС;

1 – холодильна шафа; 2 – ТК; 3 – генераторний вузол; 4 – теплоізоляція генераторного вузла; 5 – дефлегматор; 6 – конденсатор; 7 – магістраль рідкого аміаку; 8 – зрівняльна магістраль; 9 – абсорбер; 10 – ресивер рідкого ВАР; 11 – РТО; 12,13,15 – випарна, транспортна та конденсаційна зона ДФТС, відповідно; 14 – теплоізоляція; 16 – ВПКМ; 19 – підкладка зони конденсації ДФТС.

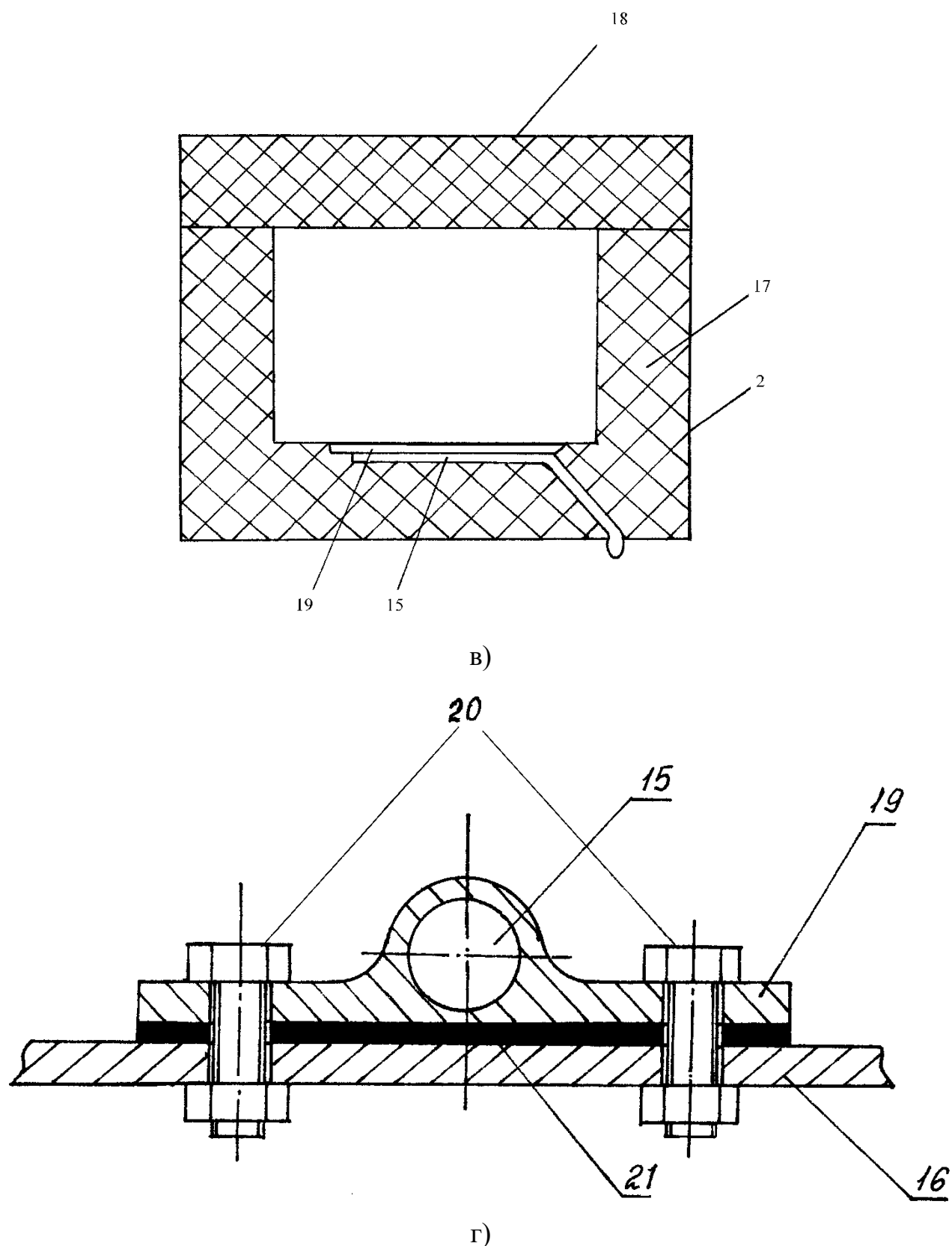


Рис. 1.4 Побутовий комбінований прилад абсорбційного типу з проміжним теплопередавальним пристроєм: в) схема встановлення конденсаційної ділянки ДФТС; г) схема теплового зв'язку конденсатора ДФТС із корпусом ТК.

2 – ТК; 15 – конденсатор ДФТС; 16 – внутрішній корпус ТК; 17 – теплоізоляційний корпус; 18 – двері ТК; 19 – підкладка Ω- образного профілю конденсатора ДФТС; 20 – болти кріплення; 21 теплопровідна паста у зоні теплового контакту.

Конструкція побутового комбінованого приладу, що має дві ТК із різними температурними рівнями, наведена на рис. 1.5 [308].

Пристрій містить холодильну шафу 5 з АХА на задній стінці. До складу АХА входить дефлегматор 4, конденсатор 13, канал рідкого аміаку 8, зрівняльна магістраль 7, а також абсорбер, випарник, генераторний вузол, РТО та абсорбер, які на рис. 5 не показано.

У внутрішній порожнині дефлегматора та конденсатора аксіально встановлені склянки 3 та 12, в яких розміщені випарні ділянки ДФТС. Конденсаційні ділянки ДФТС 10 і 11 пов'язані в тепловому відношенні з теплосприймаючими поверхнями ТК 9 і 1, відповідно.

ДФТС у дефлегматорі заправлений етиловим спиртом, а ДФТС у конденсаторі – діетиловим ефіром. Перший здійснює передачу тепла на рівні температур від 60 до 80 °С, а другий – на рівні 50 °С.

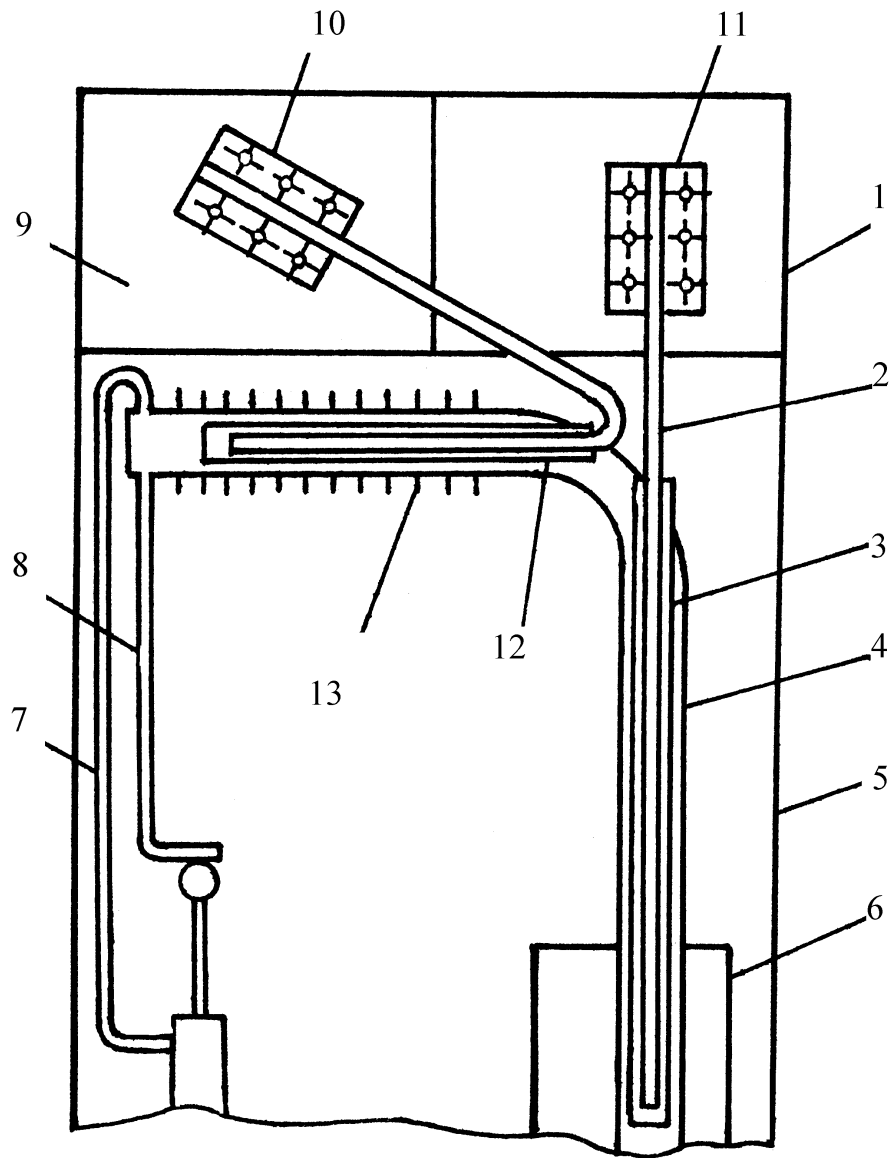


Рис. 1.5 Конструкція побутового комбінованого приладу абсорбційного типу, що має дві ТК з різними температурними рівнями: 1 – високотемпературна ТК; 2 – високотемпературний ДФТС; 3 – склянка високотемпературного ДФТС; 4 – підйомна ділянка дефлегматора; 5 – ХК; 6 – генераторний вузол АХА; 7 – зрівняльна магістраль; 8 – магістраль рідкого аміаку; 9 – середньотемпературна ТК; 10(11) – конденсаційна ділянка (середньотемпературна) високотемпературна ТК; 12 – склянка середньотемпературного ДФТС; 13 – конденсатор АХА.

Відомий також побутовий комбінований прилад (рис. 1.6) із двома ТК [4]. Він містить вертикальну теплоізольовану шафу, розділений поярусно ХК 1, НТВ 2, ТК 3 і камеру з підвищеною температурою повітря (КПТВ) 4. На задній стінці шафи встановлений АХА, що включає генераторний вузол 5, дефлегматор 6, конденсатор 7, НВ 8 і ВТ 9, встановлені в НТВ 2 і ХК 1, відповідно, а також абсорбер 10, ресивер рідкого ВАР 11 РТО 12. На задній внутрішній стінці ТК

встановлена конденсаторна ділянка 14 ДФТС 13, причому його нагрівальна ділянка пов'язана з дефлегматором АХА в об'ємі теплоізоляційного кожуха генераторного вузла 5. На задній стінці конструкції встановлена панель 15, яка утворює витяжний канал 16, ТК та КПТВ мають витяжні канали та на бічних стінках (на рис.1.5 не показані). ХК, НТВ, ТК та КПТВ мають окремі теплоізольовані двері 18, 19, 20, 21 відповідно.

В процесі роботи АХА здійснюється виробництво холоду в НВ та ВТ та відповідне охолодження НТВ та ХК

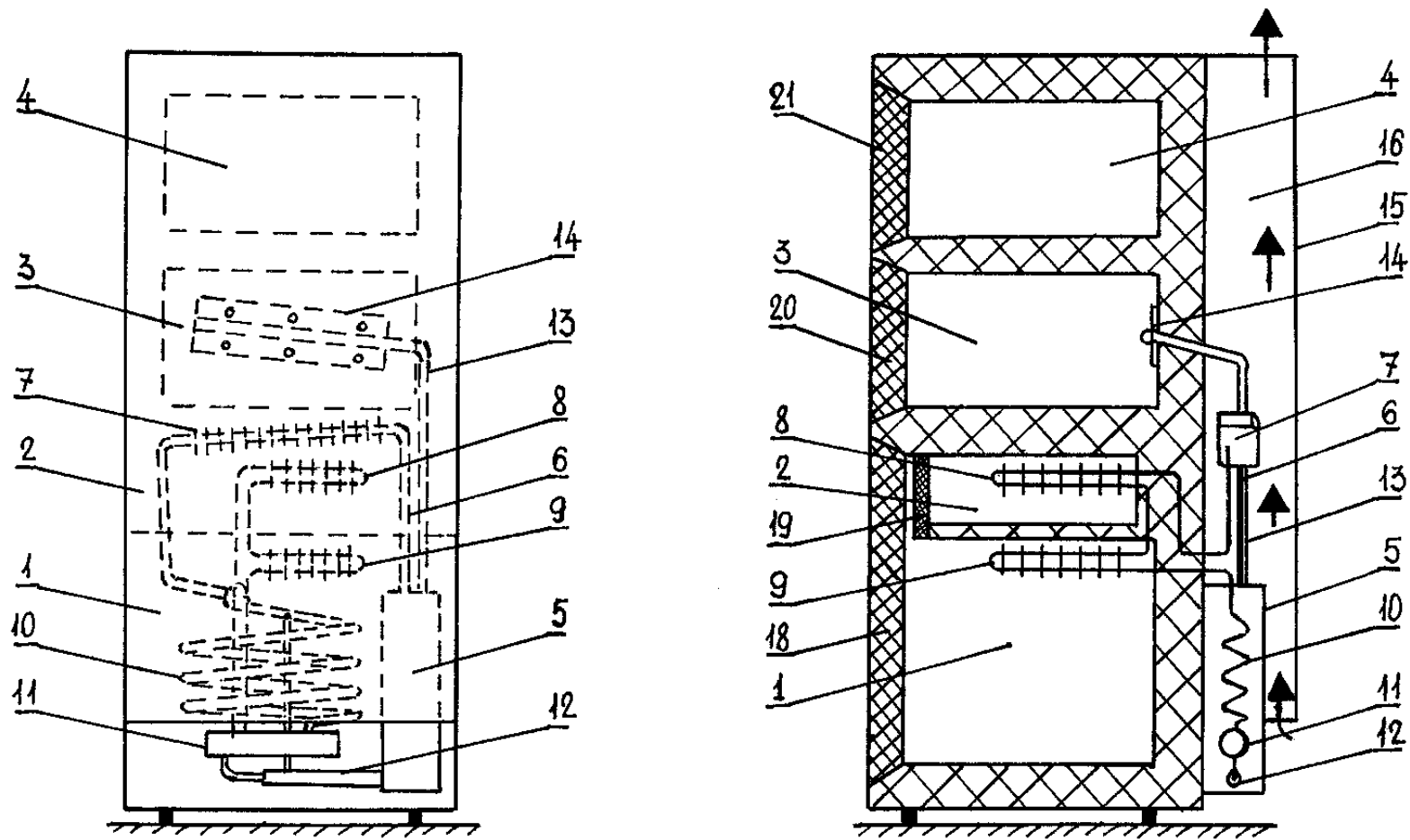


Рис. 1.6 Конструкція побутового комбінованого приладу: 1 – ХК; 2 – НТВ; 3 – ТК; 4 – КПТВ; 5 – генераторний вузол; 6 – дефлегматор; 7– конденсатор; 8 (9) – НВ (ВТ); 10 – абсорбер; 11 – ресивер рідкого ВАР; 12 – РТО; 13 – транспортна зона ДФТС; 14 – конденсатор ДФТС; 15 – панель; 16 – порожнину витяжного каналу; 18, 19, 20, 21 – двері камер.

Відведення тепла абсорбції здійснюється за умов інтенсивної циркуляції повітря. Теплий потік повітря омиває бічні та задні стінки ТК та КПТВ, забезпечуючи при цьому мінімум теплових втрат у навколишнє середовище у ТК та підігрів КПТВ.

Проведені експериментальні дослідження дослідного зразка показали, що теплові втрати у ТК знизилися до 26 % при робочій температурі камери плюс 70 °С та температурі навколишнього повітря плюс 26 °С, при цьому добове енергоспоживання АХА було знижено на 15...20 % [5].

Конструкція побутового комбінованого приладу абсорбційного типу, у якій використовується температурний потенціал доквілля, наведено на рис. 1.7.

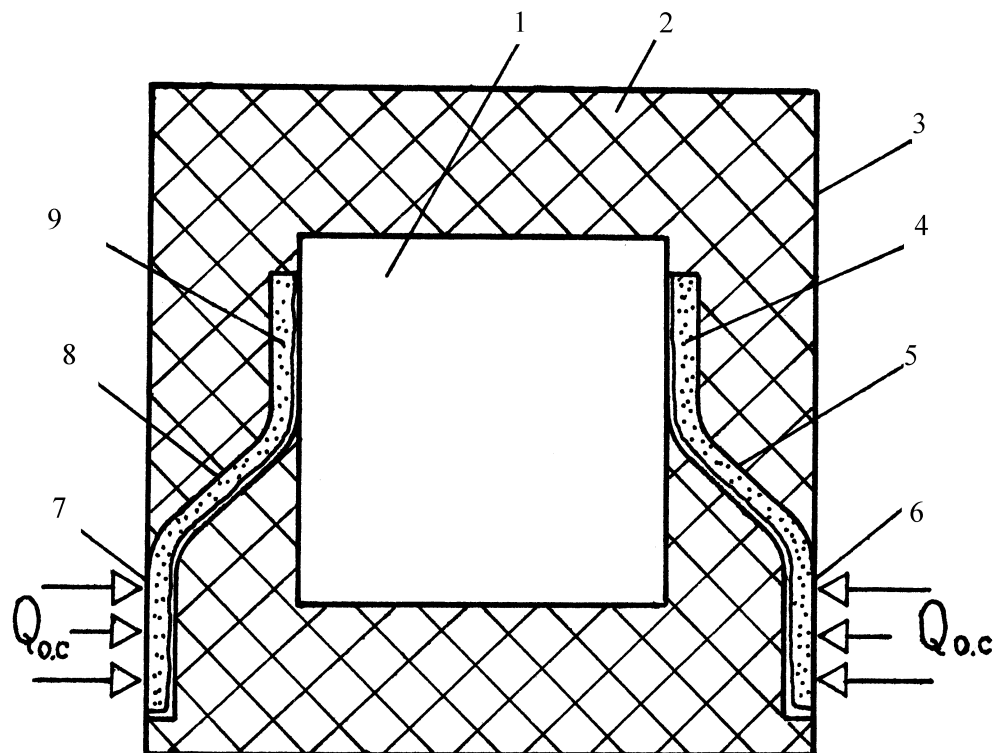


Рис. 1.7 Конструкція ТК з діодними ДФТС: 1 – корисний обсяг ТК; 2 – теплоізоляційний корпус; 3 – ТК; 4(9) – конденсатор ДФТС; 5(8) – транспортна зона ДФТС; 6(7) – випарна зона ДФТС.

Комбінований прилад [6] містить камери охолодження та ТК 3 з теплоізоляцією 2. В об'ємі теплоізоляції 2 розташовані ДФТС. Випарувальні ділянки 6,7 ДФТС пов'язані у тепловому відношенні зі стінкою корпусу ТК, а конденсаційні ділянки 4 та 9 – зі стінками внутрішнього корпусу 1.

Конструкція ТК з діодними ДФТС призначена, переважно, для використання як ємність для води.

При нагріванні води до температури навколишнього повітря та вище ДФТС «відключаються». «Вимикання» ДФТС досягається за рахунок того, що рідкий теплоносієй накопичується в зонах випаровування 6 і 7, які мають температуру нижче, ніж у зонах конденсації 4 і 9. У цьому випадку має місце "перекидання" циклу ДФТС.

Незважаючи на зручність для споживача в розміщенні ТК у верхній частині комбінованого приладу, таке компонування нераціональне з енергетичної позиції.

Розташування ТК у нижній частині шафи (під ХК) більш енергетично вигідне, але не може бути реалізовано за допомогою традиційних ДФТС, оскільки передача тепла в них відбувається знизу – вгору.

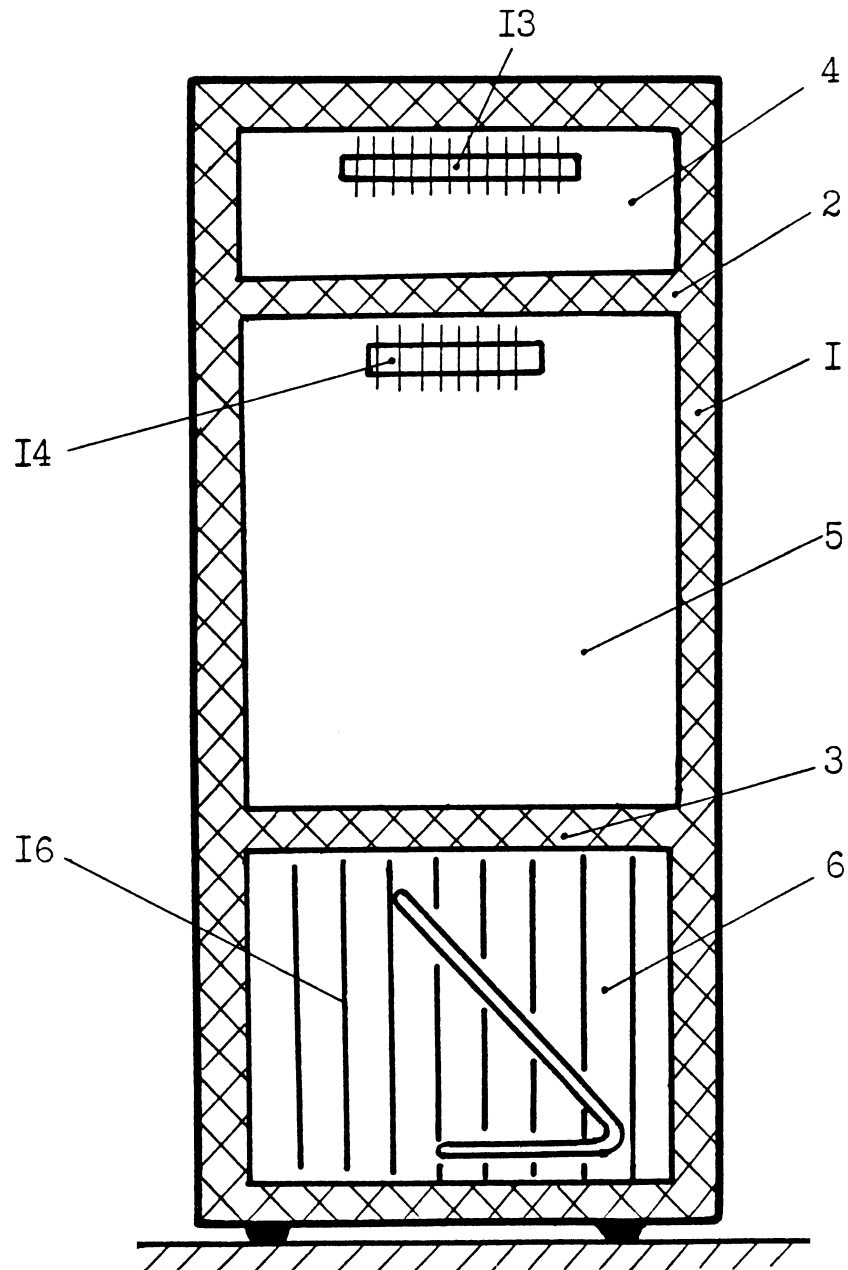
Для вирішення такого завдання пропонують використовувати осмотичний теплопередавальний пристрій (ТПП) [26], який працює з використанням ефекту осмосу – мимовільного переходу молекул розчинника через напівпроникну перегородку – мембрану.

Дослідження, проведені в ОНТУ, показали реальність використання ефекту осмосу у ТПУ.

Конструкція комбінованого побутового приладу абсорбційного типу містить (рис. 1.8 і рис 1.9) теплоізольовану шафу 1, розділену теплоізольованими перегородками 2 і 3 на НТВ 4, ХК 5 і ТК 6. На задній стінці шафи встановлений АХА, до складу якого входить генератор 7, дефлегматор 8, конденсатор, абсорбер, РТО, низькотемпературний випарник 13 та високотемпературний випарник 14.

У нижній частині генератора АХА встановлено джерело тепла 17. ТПП містить випарник 18 типу перекачувального термосифона, магістраль міцного сольового розчину 19, транспортну магістраль 20, конденсатор 21 і мембранний блок 22, розділений мембраною 23 на порожнину сольового розчину 24 та порожнину розчинника 25.

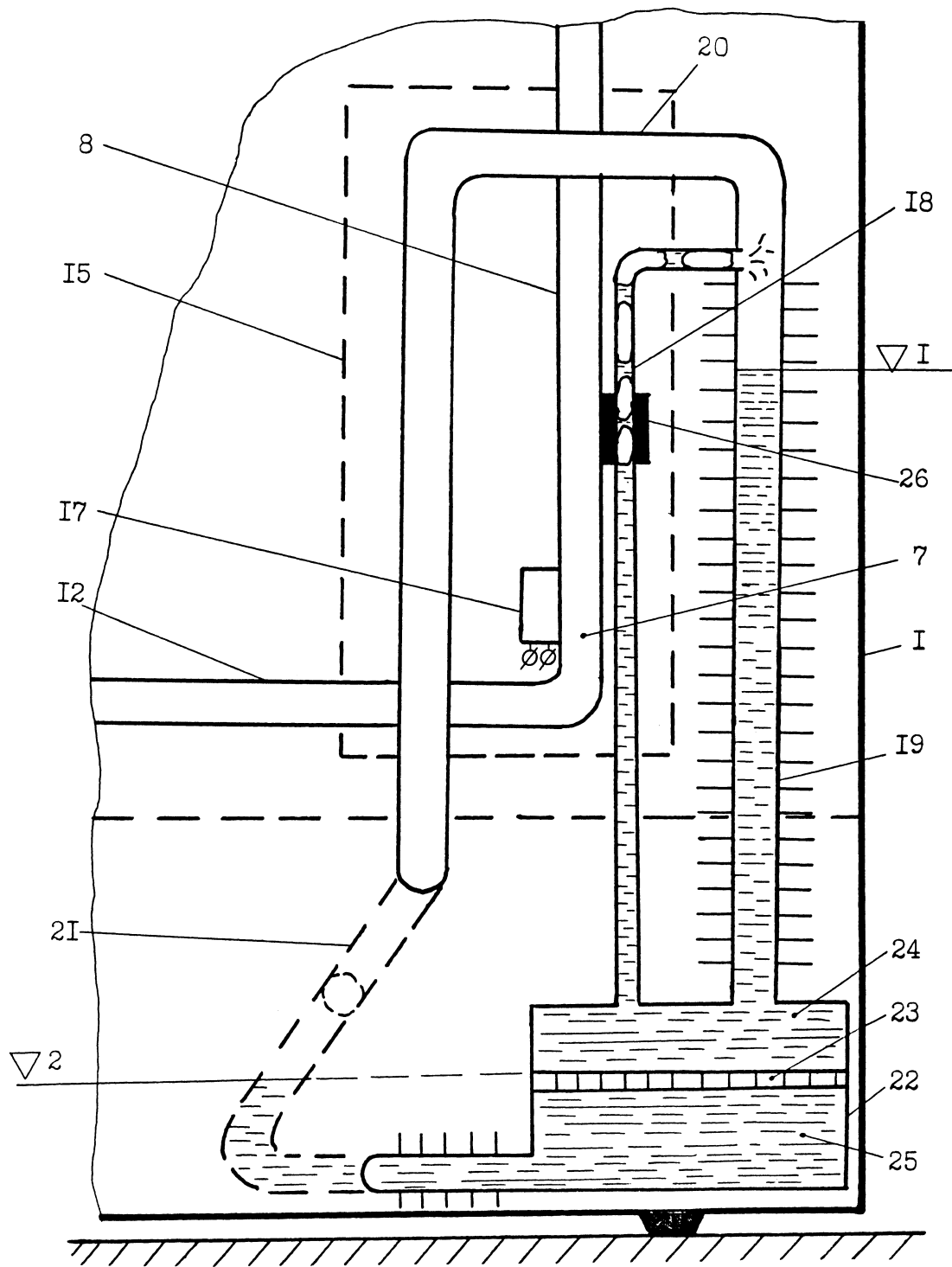
Порожнина 24, випарник 18 і магістраль 19 заповнені сольовим розчином рівня $\nabla 1$. Магістраль 19 в робочому режимі заповнена міцним (збідненим по розчиннику) сольовим розчином. Порожнина 25 блоку 22 і нижня частина конденсатора 21 заповнені рідким розчинником рівня $\nabla 2$.



а)

Рис.1. 8. Побутовий комбінований прилад з нижнім розташуванням ТК та осмотичним ТПУ: а) загальний вигляд побутового комбінованого приладу з нижнім розташуванням ТК.

1 – теплоізольована шафа; 2,3 – перегородки; 4 – 1 – теплоізольована шафа; 2,3 – перегородки; 4 – НТВ; 5 – ХК; 6 – ТК; 13(14) – випарник НТВ(ХК); 16 – ребра ТК.



б)

Рис. 1.9 Побутовий комбінований прилад з нижнім розташуванням ТК та осмотичним ТПУ: б) схема роботи осмотичного ТПУ.

1 – ХК; 7 – генератор; 8 – підйомна ділянка дефлегматора; 12 – РТО; 15 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 17 – джерело тепла; 18 – перекачуючий термосифон ТПУ; 19 – зливна магістраль міцного сольового розчину; 20(21) – конденсатор ТПУ; 22 – мембранний блок; 23 – напівпроникна мембрана; 24 – порожнину міцного сольового розчину; 25 – порожнина розчинника (води); 26 – стислий ВПКМ.

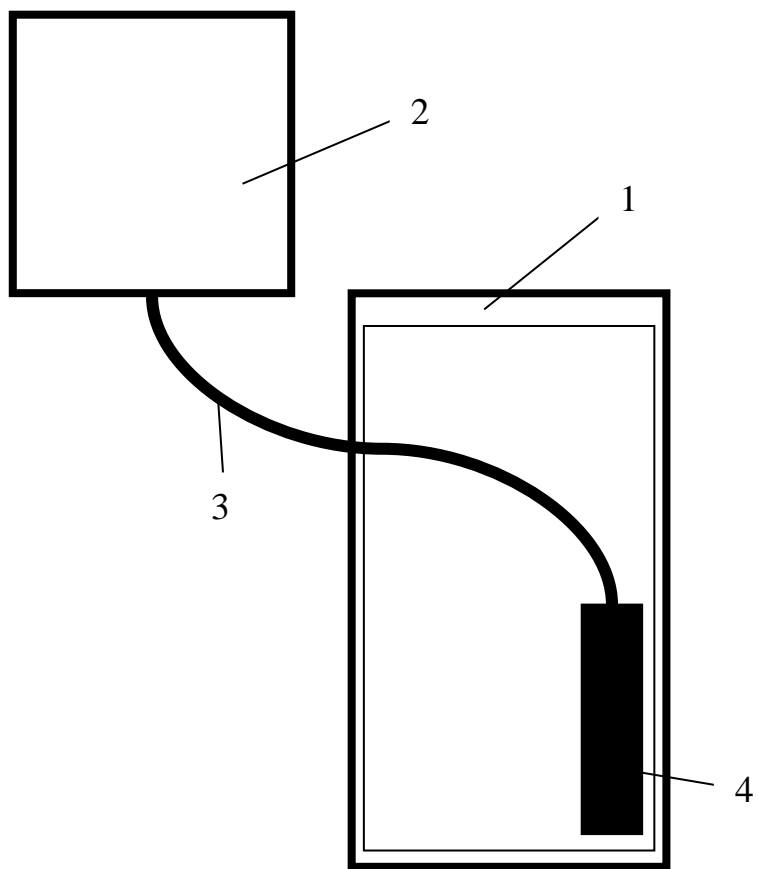
Незважаючи на мінімум перетічок тепла між ТК і ХК з осмотичним ТПУ, повністю позбутися їх не вдається.

Запропоновано також конструкцію з окремо розташованими камерами (рис. 1.10).

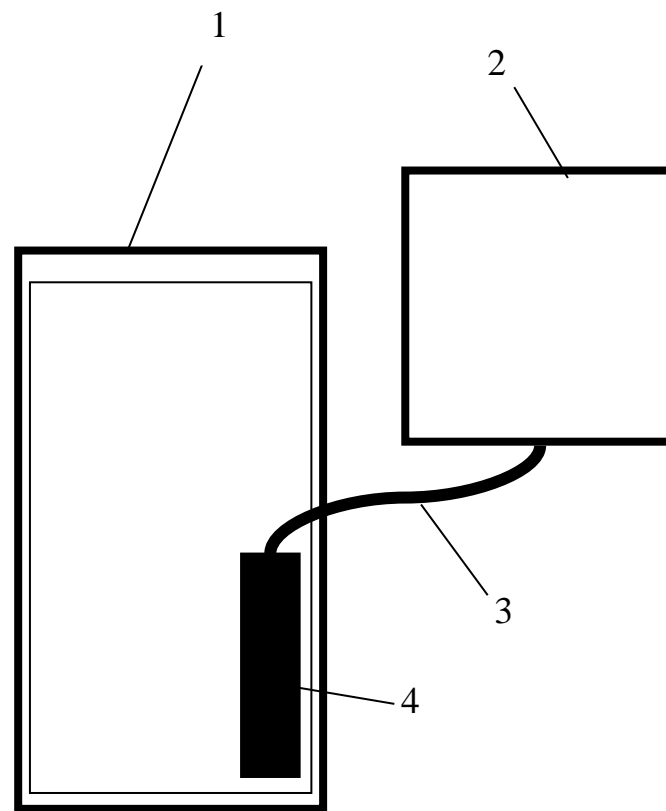
Тепловий зв'язок між ТК та дефлегматором здійснюється за допомогою гнучких термосифонів.

Система теплопередачі на основі гнучких термосифонів проста у виготовленні і може бути встановлена безпосередньо в місці розташування комбінованого приладу.

Однофазний термосифон при цьому може бути безпосередньо пов'язаний з водою в рідинній ТК і в цьому випадку організований вискоелективний контур природної циркуляції «ТК-термосифон-дефлегматор АХА»



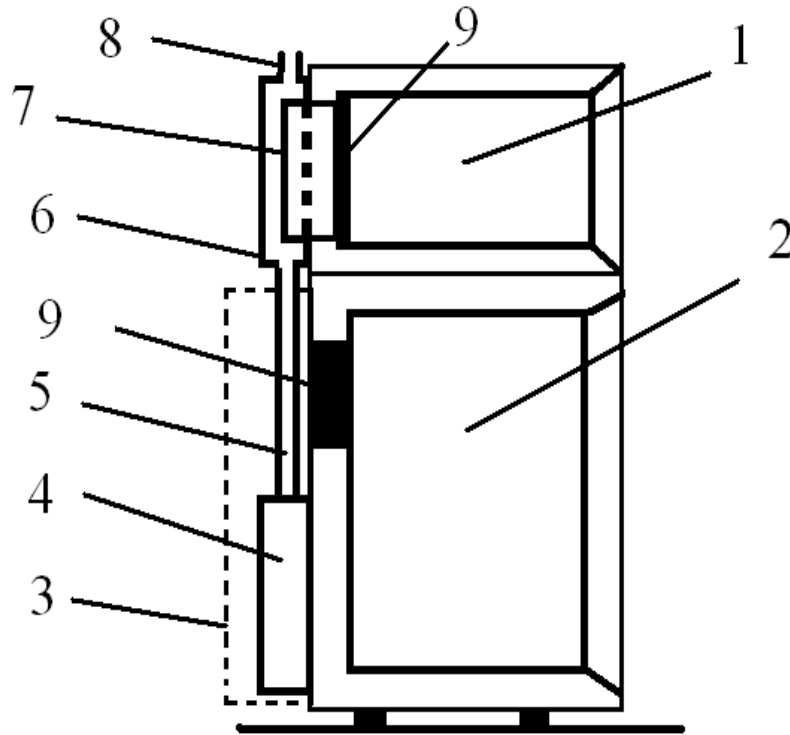
а)



б)

Рис. 1.10 Варіанти виконання побутового комбінованого приладу: а) ТК – на рівні або вище ХК; б) ТК – нижче ХК
 1 – корпус ХК; 2 – ТК; 3 – гнучкий термосифон; 4 – генератор АХА.

Перспективною, з точки зору ефективного використання скидного тепла, представляється і схема комбінованого побутового апарату, в якій як джерело теплового навантаження використовується палинковий пристрій, а витяжний канал відхідних газів, що мають температуру 350...450 °С [7, 8], пов'язаний у тепловому відношенні з ТК (рис. 1.11).



a)

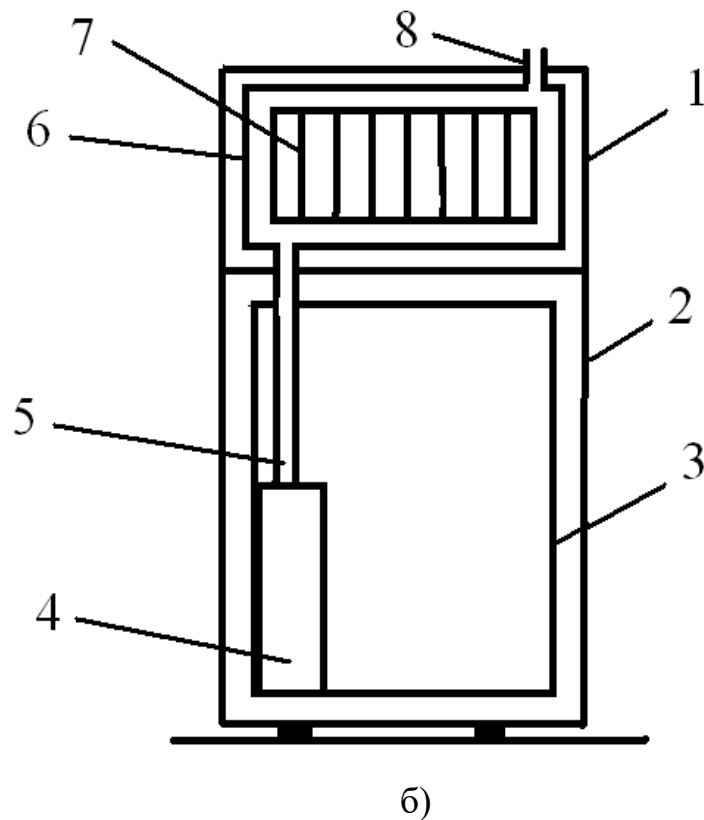


Рис.1.11 Конструкція побутового комбінованого приладу з палинковим пристроєм: а) вид збоку; б) вид з заду.

1 – ТК; 2 – ХК; 3 – АХА; 4 – генераторний вузол АХА; 5 – витяжний канал відхідних газів; 6 – кожух ТК; 7 – ребра; 8 – вентиляційна система; 9 – задня стінка ТК.

1.3 Моделювання процесів тепломасообміну в дефлегматорі АХА

Режими роботи дефлегматора АХА визначають енергетичну ефективність при отриманні штучного холоду та теплові режими додаткової теплової камери у складі комбінованого побутового приладу.

Інтерес викликають як стаціонарні моделі під час тривалої роботи комбінованого приладу, і перехідні процеси під час роботи у позиційному режимі

1.3.1 Стаціонарна модель

Відома математична модель [139], яка при заданих геометричних і теплофізичних параметрах дефлегматора ($L_D, d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, \lambda_{\text{вн}}$) та його теплоізоляційного кожуха ($d_{\text{вн}}, \lambda_{\text{вн}}$), а також параметрах парового потоку на вході (температура $J_{\text{вн}}$,

масова доля аміаку в ВАР x''_{NH_3} та масова витрата G_{NH_3}), дозволяє визначити параметри парового потоку на виході дефлегматора ($J_{\text{NH}_3}, x''_{\text{NH}_3}, G_{\text{NH}_3}$) за різних температур навколишнього середовища $t_{o.c.}$.

Під час виконання дефлегматором своїх функцій очищення, температура на виході J_{NH_3} має відповідати температурі насичення аміаку ($J_{\text{NH}_3}^S$), а $x''_{\text{NH}_3}=1$. Знаючи залежність масової витрати аміаку від величини теплового навантаження генератора АХА $G_{\text{NH}_3} = f_1(Q_T)$, а $Q_0 = f_2(G_{\text{NH}_3})$, знаходять залежність $Q_0 = f_3(Q_T)$ для даної конструкції дефлегматора АХА.

Розглядається функціональна схема дефлегматора АХА (рис. 1.12.).

На вхід дефлегматора надходить паровий водоаміачний потік із параметрами $J_{\text{NH}_3}, x''_{\text{NH}_3}, G_{\text{NH}_3}$.

після підігріву флегми відводиться через стінку і теплоізоляційне покриття в навколишнє середовище.

При моделюванні використані такі припущення [139]:

а) термічний опір та теплоємність плівки флегми незначні і при моделюванні теплових режимів дефлегматора ними можна знехтувати;

б) температури флегми та стінки дефлегматора рівні та на елементарній ділянці dx постійні.

В основі математичної моделі лежать рівняння збереження тепла та маси, які для елементарної ділянки dx мають вид:

$$dQ_{D(dx)} = dQ_{o.c.(dx)} \quad (1.1)$$

$$G''_{(x)} = G''_{(x+dx)} + G'_{(x)} \quad (1.2)$$

Рівняння (1.1) можна записати у такому вигляді:

$$d(G''i)_{(dx)} = d\left[G''_{(x)}i(\vartheta_{(x)}\xi''_{(x)}) - G''_{(x+dx)}i(\vartheta_{(x+dx)}\xi''_{(x+dx)})\right] = \alpha(\vartheta - T)dF_1 + k(T - t_{o.c.})dF_2 \quad (1.3)$$

де α - коефіцієнт конвективного теплообміну від парового потоку до стікаючої флегми, що визначається за допомогою відомих співвідношень [33];

ϑ, T - температури на ділянці dx парового потоку та стінки (флегми), відповідно;

k - коефіцієнт теплопередачі між стікаючою флегмою та зовнішнім повітрям;

dF_1 и dF_2 - площі елементарної ділянки dx дефлегматора.

Рівняння (1.3) перетворюють:

$$d(G''i)_{(dx)} = A(\vartheta - T)dx + B(T - t_{o.c.})dx, \quad (1.4)$$

$$\text{де } A = \alpha\pi d_{BH} \text{ и } B = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{o.c.}d_{ИЗ}} + \frac{2}{\lambda_{ст}} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{2}{\lambda_{ИЗ}} \ln \frac{d_{ИЗ}}{d_H}}$$

Для знаходження невідомих параметрів парового потоку dx ($\vartheta_{(x+dx)}, G_{(x+dx)}$)

та $\xi''_{(x+dx)}$) до рівняння (1.1) та (1.4) додаються:

$$\xi'_{(x)} = \frac{G'_{X(x)}}{G'_{X(x)} + G'_{A(x)}} \quad (1.5)$$

$$\xi''_{(x+dx)} = \frac{G''_{X(x)} - G'_{X(x)}}{G''_{X(x)} - G'_{X(x)} + G''_{A(x)} - G'_{A(x)}} \quad (1.6)$$

$$\xi''_{(x)} = \frac{G''_{X(x)}}{G''_{X(x)} + G''_{A(x)}} \quad (1.7)$$

$$\xi'_{(x)} = f_4(T, P) \quad (1.8)$$

$$G'_{(x)} = G'_{X(x)} + G'_{A(x)} \quad (1.9)$$

Вирішують систему рівнянь у такий спосіб.

На ділянці dx $\mathcal{G} = \text{const}$ та рівної вхідним параметрам парового потоку, тобто.

$$\mathcal{G} = \mathcal{G}_{BX}.$$

Теплоті дефлегмації відповідає теплота фазового переходу:

$$d(G''i)_{(dx)} = G'_X r \quad (1.10)$$

де r - теплота пароутворення парової суміші при \mathcal{G}_{BX} та P .

Отримано залежність для температури стінки на ділянці dx :

$$T = \frac{A\mathcal{G} - \frac{G'_X r}{dx} - Bt_{o.c.}}{A - B} \quad (1.11)$$

За характеристиками $G''_{BX} = G''_{X(x)} + G''_{A(x)} = f_5(Q_T)$ та $\xi''_{BX} = \xi''_{(x)} = f_6(Q_T)$

знаходять залежності:

$$G''_{X(x)} = f_5(Q_T) \cdot f_6(Q_T), \quad (1.12)$$

$$G''_{A(x)} = f_5(Q_T) \cdot [1 - f_6(Q_T)], \quad (1.13)$$

$$G''_{X(x+dx)} = G''_{X(x)} - G'_{X(x)} - G'_{A(x)}, \quad (1.14)$$

Далі вирішується система із трьох рівнянь та визначаються невідомі

параметри флегми на ділянці dx ($G'_{X(x)}$ и $G'_{A(x)}$) та парового потоку на виході ділянки dx ($\xi''_{(x+dx)}$ и $\mathcal{G}_{(x+dx)} = f_7(\xi_{(x+dx)}, P)$).

На наступних етапах здійснюють коригування поточних параметрів із прийняттям $\mathcal{G} = \frac{\mathcal{G}_{BX} + \mathcal{G}_{(x+dx)}}{2}$ до досягнення заданої точності.

1.3.2 Нестационарна модель

Вихідні дані, як і у випадку стаціонарної моделі.

Основою нестационарної моделі дефлегматора також є рівняння збереження тепла і маси [203] для елементарної i -ої ділянки дефлегматора dx :

$$\Delta Q_{Di}(\tau) = Q_{Di} + Q_{ENVi} + Q_{Ki}, \quad (1.15)$$

$$G''_{ent} = G''_{\Delta x} + G'_{\Delta x}, \quad (1.16)$$

де $G''_{\Delta x}$ и $G'_{\Delta x}$ – масові витрати парового потоку на виході ділянки Δx і флегми, відповідно, кг/с.

Математичну модель дефлегматора АХА, як об'єкт з розподіленими параметрами, можна записати в частинних похідних [203, 223]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial x}) + Q(x) \quad (1.17)$$

де θ_D – температура стінки дефлегматора АХА, °С;

ρ_D, c_D, λ_D – густина, масова теплоємність, коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки дефлегматора, відповідно, кг/м³; Дж/(кг·К); Вт/(м·К);

$Q(x)$ – тепловий потік від внутрішніх джерел тепла, Вт;

τ – час, с.

Ліва частина рівняння (1.17) являє собою зміну внутрішньої енергії елементарної комірки стінки дефлегматора в часі, а права – суму конвективних теплових потоків при дефлегмації парової суміші Q_D , теплорозсіюванні в навколишнє середовище Q_{ENV} та кондуктивних перетоків тепла.

У загальному випадку температура $\theta_{Di}(\tau)$ кожної i -ої елементарної комірки дефлегматора визначається початковими значеннями температури на цій ділянці $\theta_{Di}(\tau = 0)$ і сумарним тепловим потоком

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau = 0) + \frac{1}{m_{Di}c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau, \quad (1.18)$$

де $\Delta Q_i(\tau) = \Delta Q_D + \Delta Q_{ENV} + \Delta Q_{K(i+1)} + \Delta Q_{K(i-1)}$ – сума теплових потоків в елементарних комірках дефлегматора, Вт.

Результатом такого моделювання нестационарних перехідних та стаціонарних процесів стали температурні поля дефлегматора (рис.1.13., рис.1.14.) при різних чисельних значеннях теплового навантаження на генераторі АХА (70...150 Вт) та температурах зовнішнього повітря (10...32 °С) [139].

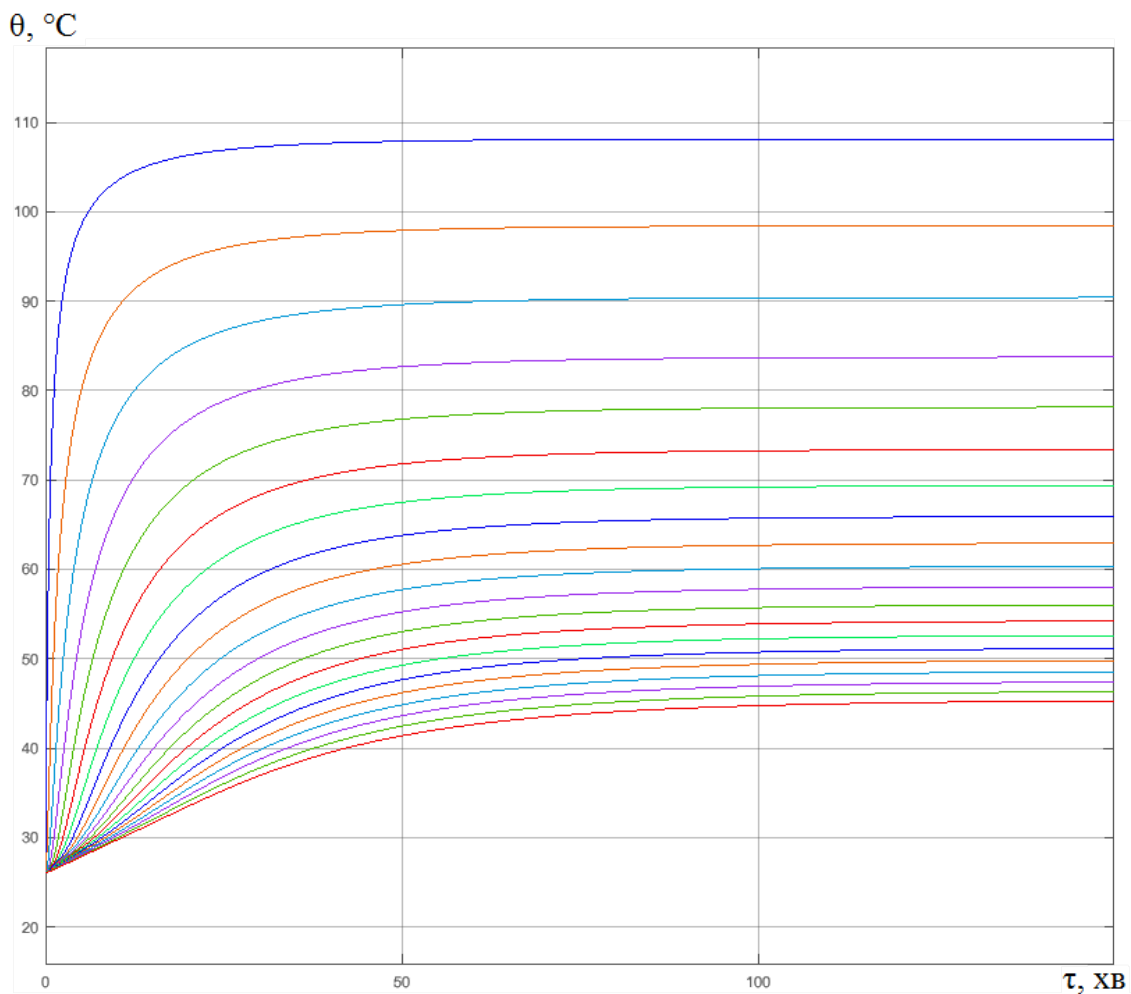


Рис. 1.13 Типові температурні поля дефлегматора при виході на режим з неробочого стану

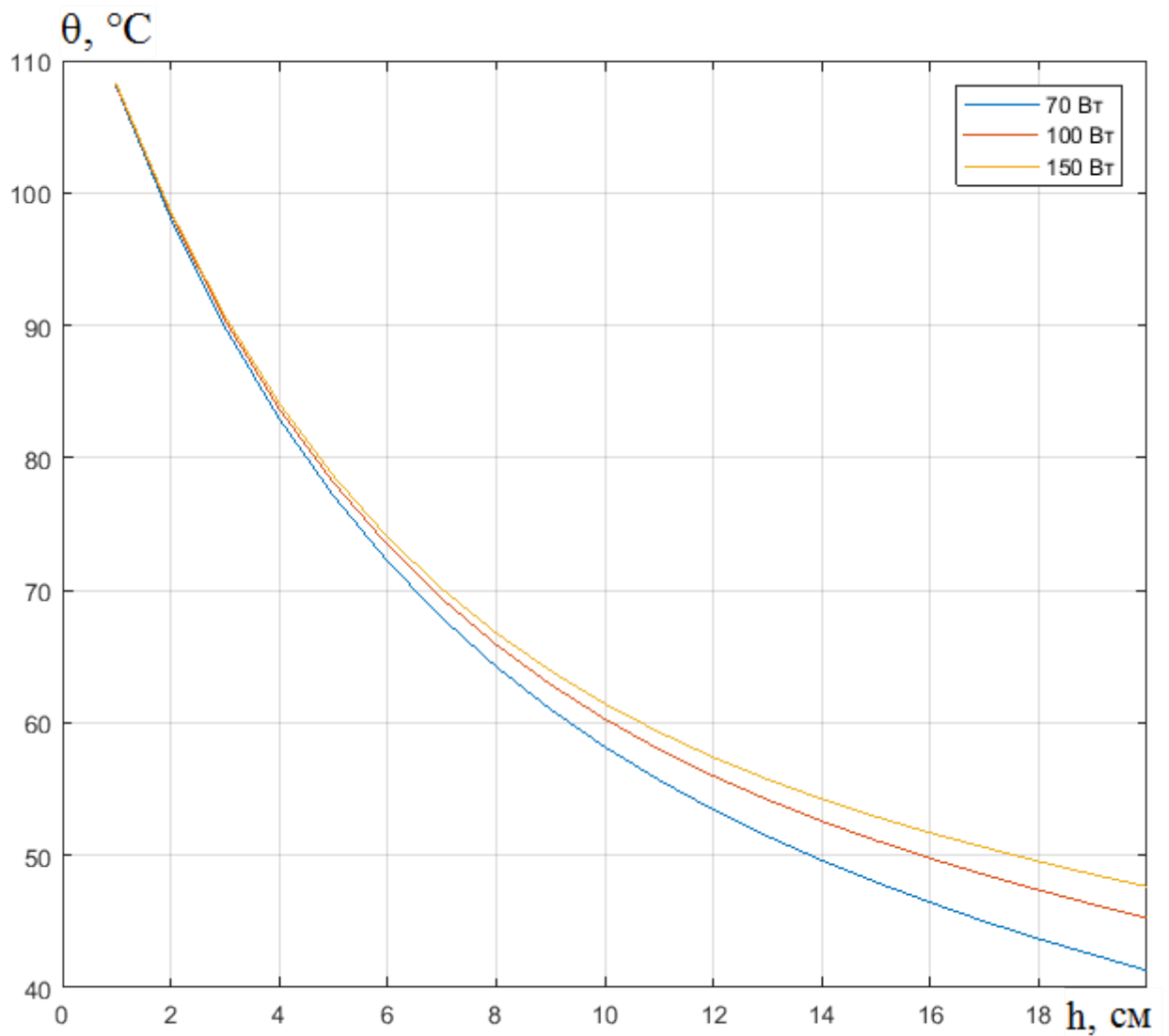


Рис. 1.14 Температурні поля дефлегматора в стаціонарному режимі

Наведені вище модельні уявлення можуть стати основою розробки теплової моделі ланцюга "дефлегматор-ДФТС-теплова камера" як у стаціонарному, так і перехідних режимах.

Для вирішення завдань теплофізичного моделювання необхідно провести аналітичний пошук прийнятних даних процесів тепломасообміну розрахункових залежностей.

1.3.3 Розрахункові співвідношення для моделювання процесів тепломасообміну в дефлегматорі АХА

Коефіцієнт дифузії бінарних систем може бути розрахований за відношенням [1]:

$$D_{AB} = \frac{10^{-7} \cdot T_S^{1,75} \cdot \left(\frac{M_X + M_{H_2}}{M_X \cdot M_{H_2}}\right)^{\frac{1}{2}}}{P_0 \cdot \left((\sum \nu)_X^{\frac{1}{3}} + (\sum \nu)_{H_2}^{\frac{1}{3}}\right)^2} \quad (1.19)$$

де $(\sum \nu)_X^{\frac{1}{3}} = 14,9$; $(\sum \nu)_{H_2}^{\frac{1}{3}} = 7,07$ – атомні дифузійні обсяги, відповідно, аміаку і водню, $[P_0] = \text{бар}$, $[T_S] = K$.

Для розрахунку зовнішнього конвективного теплообміну в режимі природної конвекції ($\alpha_{\text{конв}}$) може бути використана емпірична формула [139], а для розрахунку променистого теплообміну ($\alpha_{\text{луч}}$) формула Стефана-Больцмана [139].

Сумарний коефіцієнт складного променисте-конвективного теплообміну розраховується як сума:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}} = [1,67 + 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\theta_D + \theta_{ENV}}{2}\right) \cdot (\theta_D - \theta_{ENV})^{\frac{1}{3}}] + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,876 \cdot \left(\frac{(273 + \theta_D)^4 - (273 + \theta_{ENV})^4}{\theta_D - \theta_{ENV}}\right). \quad (1.20)$$

Коефіцієнт теплообміну при дефлегмації парового потоку суміші води і аміаку розраховується як:

$$\tilde{\alpha}_D = 28,5 \cdot \frac{\lambda_{cm}}{d_{in}^{0,2}} \left(\frac{Q_{Ph}}{\Delta F_{in} \cdot r \cdot \eta_{cm}}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{cm}^{0,33}, \quad (1.21)$$

де λ_{cm} коефіцієнт теплопровідності парової суміші [230]:

$$\lambda_{cm} = \lambda_A \cdot (1 - \xi'') + \lambda_X \cdot \xi'' \quad (1.22)$$

λ_A, λ_X – коефіцієнти теплопровідності пари води і пари аміаку при параметрах ВАС, відповідно, Вт/(м · К);

ξ'' – масова доля пари аміаку в паровій суміші;

Q_{Ph} – тепловий потік при фазовому переході, Вт:

$$Q_{ph} = dm_w \cdot r, \quad (1.23)$$

r – питома теплота фазового переходу при дефлегмації ВАС при тиску в системі P_o і масова доля аміаку в паровій суміші ξ'' ;

Pr_{cm} – число Прандтля для парової суміші при тиску в системі P_o і масовій концентрації аміаку в паровій суміші ξ'' ;

η''_{cm} – коефіцієнт динамічної в'язкості парової суміші [30]:

$$\begin{aligned} \eta''_{cm} = & (0,866 + 0,0000753 \cdot T_s + 0,00001 \cdot T_s^2 + 0,09163 \cdot \xi'' + \\ & + 0,00952 \cdot T_s \cdot \xi'' - 0,000106 \cdot T_s^2 \cdot \xi'' + \\ & + 0,172 \cdot (\xi'')^2 - 0,0079 \cdot T_s \cdot (\xi'')^2 + 0,000104 \cdot T_s^2 \cdot (\xi'')^2) \cdot 10^{-5}, \text{ Па} \cdot \text{с}; \end{aligned} \quad (1.24)$$

T_s – абсолютна температура насичення парової суміші, К;

Для повітряних циліндричних прошарків товщиною $\delta \geq 10$ мм рекомендовано співвідношення для коефіцієнта конвективного теплообміну: [139]

$$\alpha = 0,91 \cdot \frac{\delta}{d_m \cdot \ln\left(\frac{d_\delta}{d_m}\right)} \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{\delta}} \quad (1.25)$$

де d_m, d_δ – діаметри циліндричної повітряної прошарки – менший і більший, відповідно, м;

Δt – різниця температур на стінках повітряного прошарку, °С.

Коефіцієнт конвективного теплообміну між стінкою дефлегматора і ламінарним потоком парової суміші при виконанні умови

$$\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d}{l} \succ 10 \quad (1.26)$$

Може бути розраховані на основі залежності [139]:

$$Nu = 1,86 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}, \quad (1.27)$$

де $\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ – емпіричний поправочний коефіцієнт, що враховує вплив

температури на в'язкість рідин (для розріджених середовищ він дорівнює одиниці).

З рівнянь балансу тепла і маси на ділянці Δx отримано залежність для вхідної температури парового потоку \mathcal{G}'' [224]:

$$\mathcal{G}'' = \left[\frac{G''_{\Delta x} \cdot c_p \cdot \mathcal{G}' - \alpha \cdot \Delta F_{in} \cdot (\mathcal{G}/2 - \theta)}{\alpha \cdot \Delta F_{in} / 2 + c_p \cdot (G''_{\Delta x} - dm_w)} \right], \quad (1.28)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність парової суміші, Дж/(кг·К);

α – коефіцієнт конвективного теплообміну між паровим потоком суміші і стінкою дефлегматора, розрахований за формулою (1.17), Вт/(м²·К).

1.4 Висновки з розділу 1

1. Проведений аналіз літературно-патентних джерел, а також сучасного змагання розробок побутової абсорбційної холодильної техніки показав перспективність розробки комбінованих побутових приладів, що поєднують в одному апараті функції охолодження та нагрівання без використання додаткових джерел енергії.

Це дозволяє розширити функціональні можливості побутової холодильної техніки без додаткових енерговитрат.

2. Сучасні модельні уявлення процесів у таких комбінованих абсорбційних холодильних приладах недостатньо відбивають всю складність і взаємозв'язок процесів передачі тепла в камеру нагріву і стає доцільним на першому етапі провести експериментальні дослідження пілотних зразків, розроблених на базі серійних технологій.

3. З урахуванням отриманого досвіду експериментальних досліджень провести моделювання режимів роботи теплової камери у складі комбінованого абсорбційного холодильного приладу та розробити рекомендації для виробників серійної продукції.

4. Запропонувати нові конструкції таких апаратів.

РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

2.1 Об'єкт дослідження

Досліджувана конструкція холодильника з тепловою камерою була виготовлена на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150 [37] Васильківського заводу холодильників (рис.2.1-рис.2.3).

У всіх випадках зовнішні геометричні параметри теплової камери становили: висота – 0,420 м; глибина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; корисний об'єм – 35 дм³.

Ширина та глибина теплової камери відповідали аналогічним параметрам холодильної шафи моделі АШ-150.

Товщина теплоізоляції теплової камери: бічних стінок – 0,080 м; дна-0,075 м; кришки, задньої та передньої стінок – 0,10 м.

Внутрішній корпус був виготовлений у вигляді цілісного короба.

Матеріал коробки - нержавіюча сталь. Товщина стінки короба – 0,001 м.

Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з тепловою камерою використовувався двофазний термосифон (ДФТС) завдовжки 1,530 м та діаметром – 0,010×0,001 м.

Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт.

Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром 0,016×0,0014 м здійснювалося за допомогою мідної стискаючої пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стиснутий високопористий осередковий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою КТП-8 (рис.2.4 та рис.2.5) [5].



Рис.2.1 Зовнішній вигляд (вигляд спереду) комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150



Рис.2.2 Зовнішній вигляд (вигляд спереду, відкриті двері холодильної камери та низькотемпературного відділення) комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150

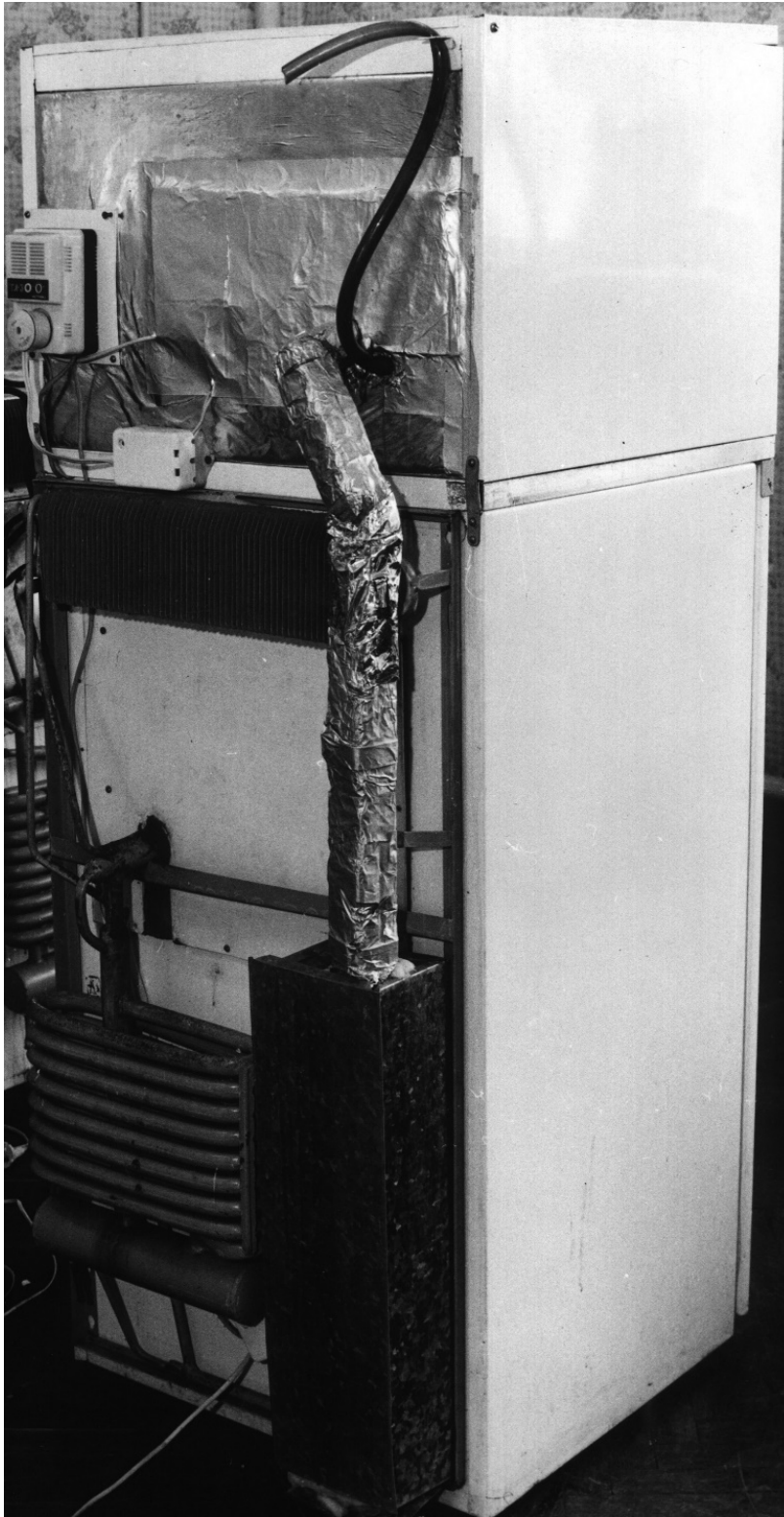


Рис.2.3 Зовнішній вигляд (вигляд ззаду) комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150

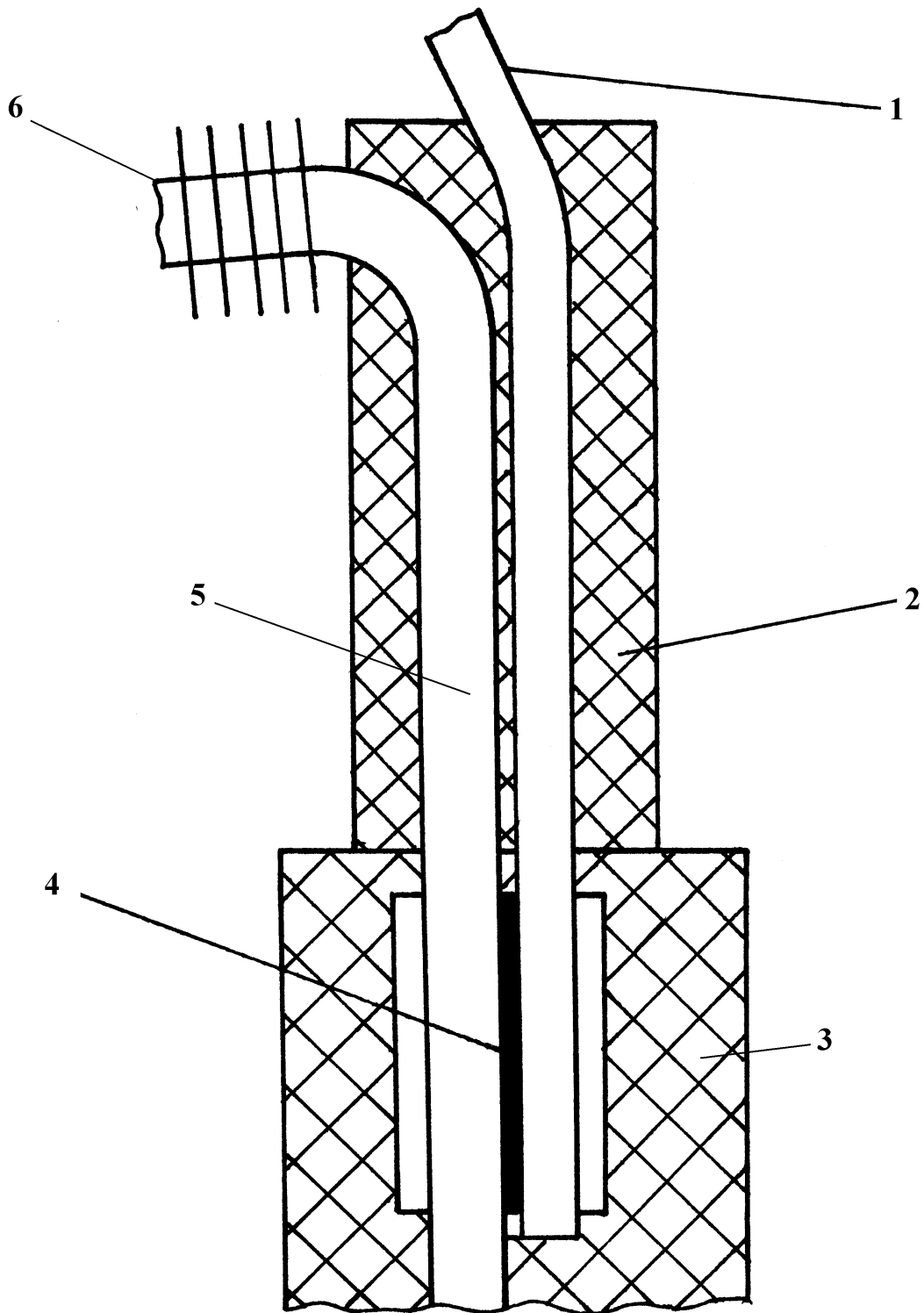


Рис.2.4 Схема кріплення ДФТС до дефлегматора АХА: 1 – ДФТС; 2 – додаткова теплоізоляція; 3 – теплоізоляція генераторного вузла АХА; 4 – зона контакту дефлегматора та ДФТС; 5 – підйомна ділянка дефлегматора; 6 – конденсатор АХА

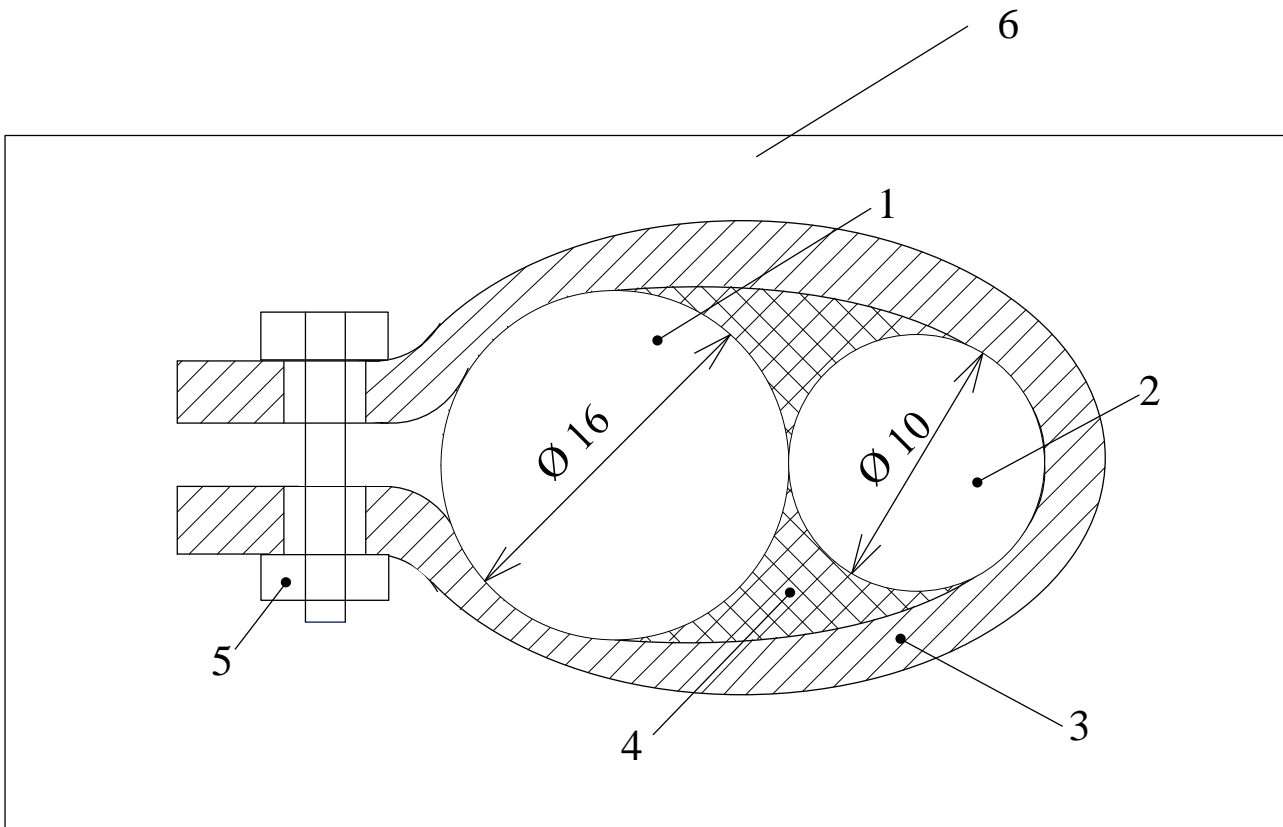


Рис. 2.5 Перетин каналів дефлегматора та ДФТС у зоні їх контакту 1 – канал дефлегматора; 2 – канал ДФТС; 3 – стискаюча пластина; 4 – високопористий комірчастий матеріал; 5 – болтове з'єднання; 6 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла

У всіх випадках випарна ділянка ДФТС кріпилася в нижній частині підйомної ділянки дефлегматора і встановлювалася паралельно до нього. Довжина ділянки випарника ДФТС у дослідженнях варіювалася шляхом зміни зони теплового зв'язку з дефлегматором. Транспортна зона ДФТС закривалася теплоізоляційним кожухом. Довжина конденсаційної ділянки ДФТС не змінювалася та становила - 0,385 м.

Параметри ДФТС були обрані після проведення тестових експериментальних досліджень ряду конструкцій (ДОДАТОК Б), а також визначення принципової можливості роботи таких комбінованих приладів у режимі охолодження та нагріву (ДОДАТОК В).

Очевидно, що значну роль у забезпеченні ефективної роботи АХА із ДФТС відіграє контактний термічний опір у зоні дефлегматор-випарник ДФТС. У зв'язку

з відсутністю розрахункових методик такої теплової схеми слід здійснити відповідні експериментальні дослідження.

2.2 Експериментальні дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів

На першому етапі експериментальних досліджень вивчилися можливості роботи не завантаженої ТК в складі АХП.

При проведенні експериментальних досліджень використовувалась методика та контрольно-вимірвальне обладнання ОНТУ [2, 34, 62].

Оцінка похибки вимірювання температур [23], теплових навантажень генератора АХА та часу проведення експерименту не перевищувала 5 %.

Детальні протоколи проведення експериментальних досліджень наведено в ДОДАТКУ Г.

Дослідження проводились в «жорсткому» режимі експлуатації (при температурі зовнішнього повітря 32 °С [25]) побутового приладу.

В якості холодильного приладу використовували АХП з АХА типу АШ – 150.

АХА заправлений водоаміачним розчином з масовою концентрацією аміаку 36,6 %, початковий тиск 15,5 бар.

Абсорбер АХА діаметром 18×1,5 мм з внутрішньою інтенсифікуючою насічкою.

Теплоізоляційний кожух генератора був посилений в порівнянні з серійним виконанням – додано додаткове скловолокно.

На рис.2.9 та рис.2.10 приведені результати експериментальних випробувань температурних полів у характерних точках АХА та камер.

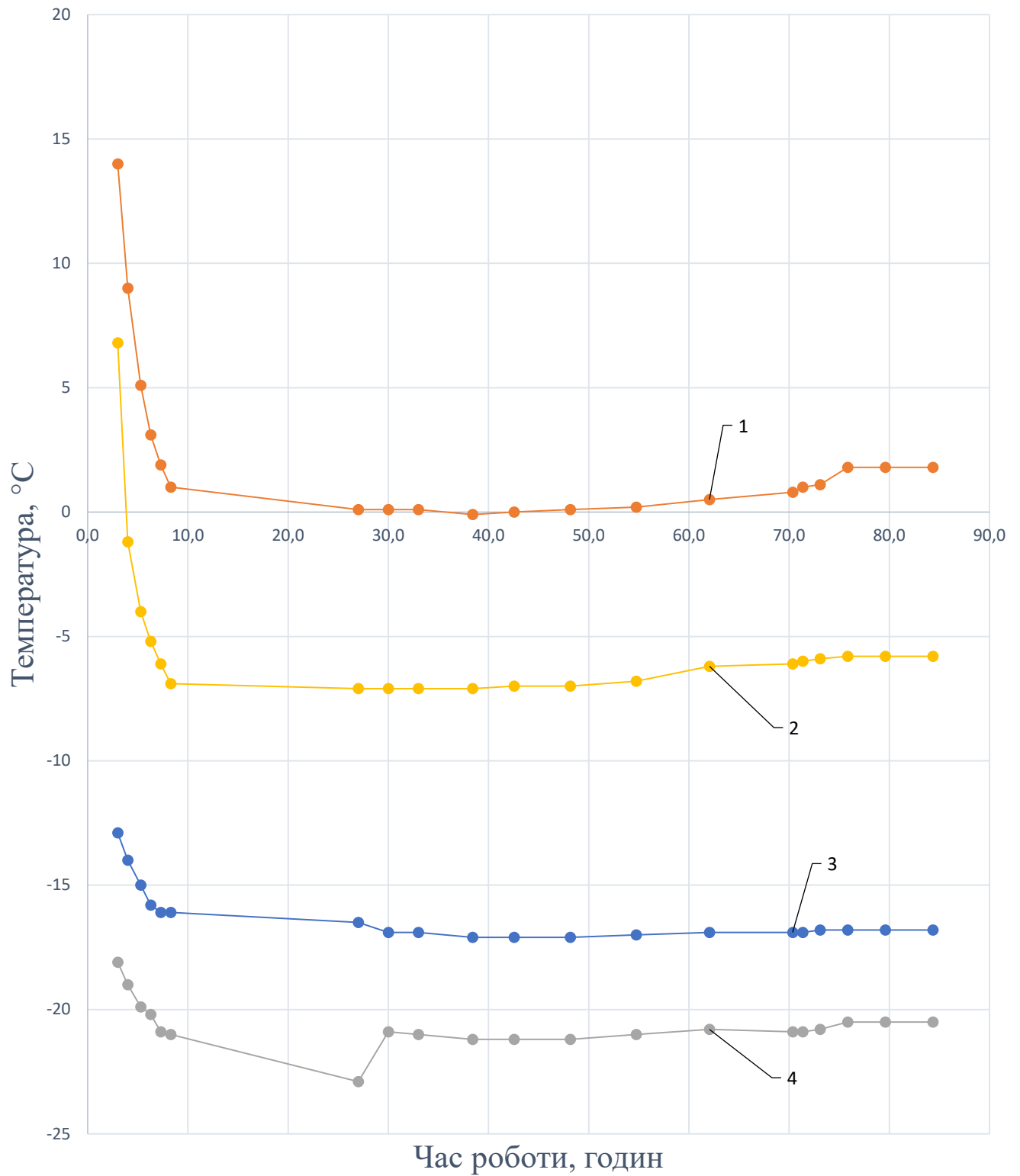


Рис. 2.9 Температурні поля не завантаженої ТК в складі АХП: 1 – центр ХК, 2 – вихід випарника , 3 – НТО, 4 –вхід випарника

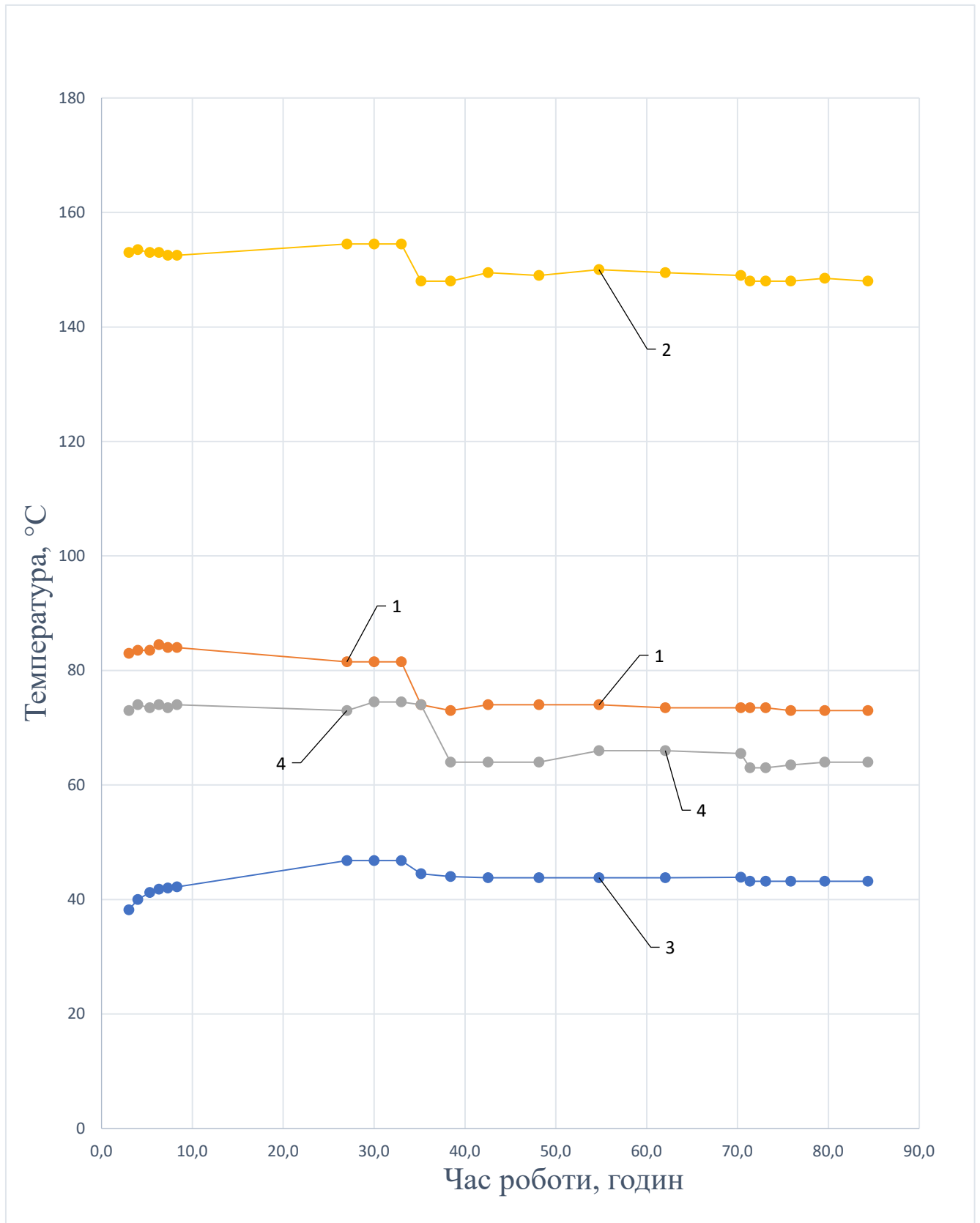


Рис. 2.10 Температурні поля не завантаженої ТК в складі АХП: 1 – ДФТС, 2 – генератор, 3 – тепла камера, 4 – дефлегматор

Випробування проводились у режимі «виходу з непрацюючого стану» (всі елементи конструкції мають температуру зовнішнього повітря).

На першій серії випробувань вивчався типовий режим роботи АХП в «жорстких» умовах експлуатації.

У цьому випадку реалізовується безперервний режим підведення теплового навантаження на генератор АХА з номінальним (розрахунковим) значенням 110 Вт [71].

На рис.2.9 та рис.2.10 цей режим показано на часовому відрізку від 0 до 33 годин.

Починаючи з моменту запуску та 3 години майже на стаціонарний режим вийшли температури в генераторі, дефлегматорі, ДФТС та теплової камері, а стаціонарний режим в елементах охолодження (НТО, ХК та випарника АХА) досягнутий був тільки до 10 години безперервної роботи.

Робота ДФТС забезпечила підігрів внутрішнього об'єму теплової камери на 11...12 °С вище температури зовнішнього повітря.

Слід зазначити, що в АПХ були досягнуті режими охолодження, які перевищують нормативні.

Так, температура в ХК складала 0,1...1,0 °С (нормативна температура – не вище 5 °С [39]), а в НТО – приблизно мінус 17 °С (нормативна температура – не вище мінус 12 °С [39]).

Додаткове, щодо нормативних значень, зниження температур в камерах охолодження можливо забезпечувати двома факторами.

По-перше, знижено теплові втрати із генераторного вузла в навколишнє середовище.

По-друге, підвищена енергетична ефективність АХА за рахунок інтенсифікації процесу абсорбції (внутрішня насічка), що призвело також до збільшення холодопродуктивності випарника.

Під час випробувань 30 годин був перехід на теплове навантаження генератора 90 Вт.

Зниження теплового навантаження призвело до зниження генерації пару, що можливо діагностувати по зниженню температури в точці вимірювання на

дефлегматорі (рис.7, точки 4) на 10 °С відмічене також зниження температури в генераторі - приблизно 5..0 °С.

Слід зазначити, що зниження кількості генеруючого пара практично не вплинуло на температури в ХК та НТО. Отже, при тепловому навантаженні генератора 110 Вт АХА працював зі значним запасом по холодопродуктивності.

Також слід відзначити і такий момент – температура в тепловій камері при зниженні навантаження на генераторі зі 110 Вт на 90 Вт практично не змінилось. Не змінилась також і температура ДФТС.

Із усього вищевикладеного можна зробити висновок, що випарна ділянка ДФТС розташована в початковій зоні дефлегмації, де гарантовано мають місце температури 100...120 °С при початковому парі аміаку від повітряних парів.

Для пошуку нижньої межі рівня теплового навантаження на генераторі, що забезпечує нормативні температури, був через 70 годин роботи АХА було здійснено перехід з 90 Вт на 86 Вт.

Такий перехід призвів до незначного росту температур в ХК – до 1,8 °С, але практично не вплинув на температуру в НТО.

Це можливо пояснити ростом температур на виході випарника АХА (рис. 2.10, точка 2) до 1,2 °С.

Як показали випробування, перехід на менше теплове навантаження (90 Вт » 80 Вт) генератора практично не позначився на температурах генератора, дефлегматора, ДФТС та теплової камери.

У подальшому, через можливості виходу режимів охолодження в ХК та НТО за межі нормативних значень, було вирішено не знижувати теплове навантаження в генераторі АХА.

На другому етапі експериментальних випробувань АХА з тепловою камерою вивчалися режими роботи при заповненні теплової камери водою.

Результати таких випробувань приведені на рис 2.11 – 2.15.

Теплова камера перед початком включення АХА була заповнена водою об'ємом 30 дм³ з температурою 21 °С.

Випробування проводились як в «жорстких» умовах експлуатації, так і при температурі зовнішнього повітря 25 °С, при якому визначається величина добового енергоспоживання побутового холодильного приладу [39].

На рис. 2.11 та рис. 2.12 представлені температурні залежності в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 °С та 25 °С.

З урахуванням значного теплового навантаження для нагріву води в тепловій камері було передбачено встановлення додаткового електронагрівача потужністю 195 Вт.

Вихід АХП з теплової камери на режим проходив із стаціонарного робочого стану АХА зі штатним тепловим навантаженням 110 Вт.

Протягом 5,5 годин роботи АХП з заповненою тепловою камерою:

а) температури в генераторі (рис. 2.11) та в зонах охолодження практично залишалися незмінними (рис. 2.12);

б) має місце зростання температури в дефлегматорі (на 4 °С), теплової камері (на 26,5 °С) та ДФТС (на 11 °С).

Якщо режими «а» достатньо очевидні та не потребують додаткового пояснення, то випадок «б» достатньо нетривіальний.

Зокрема інтерес представляє зростання температур на дефлегматорі при незмінному тепловому навантаженні в генераторі АХА.

Таку ситуацію можливо пояснити впливом на тепловий режим дефлегматора через ДФТС теплової камери.

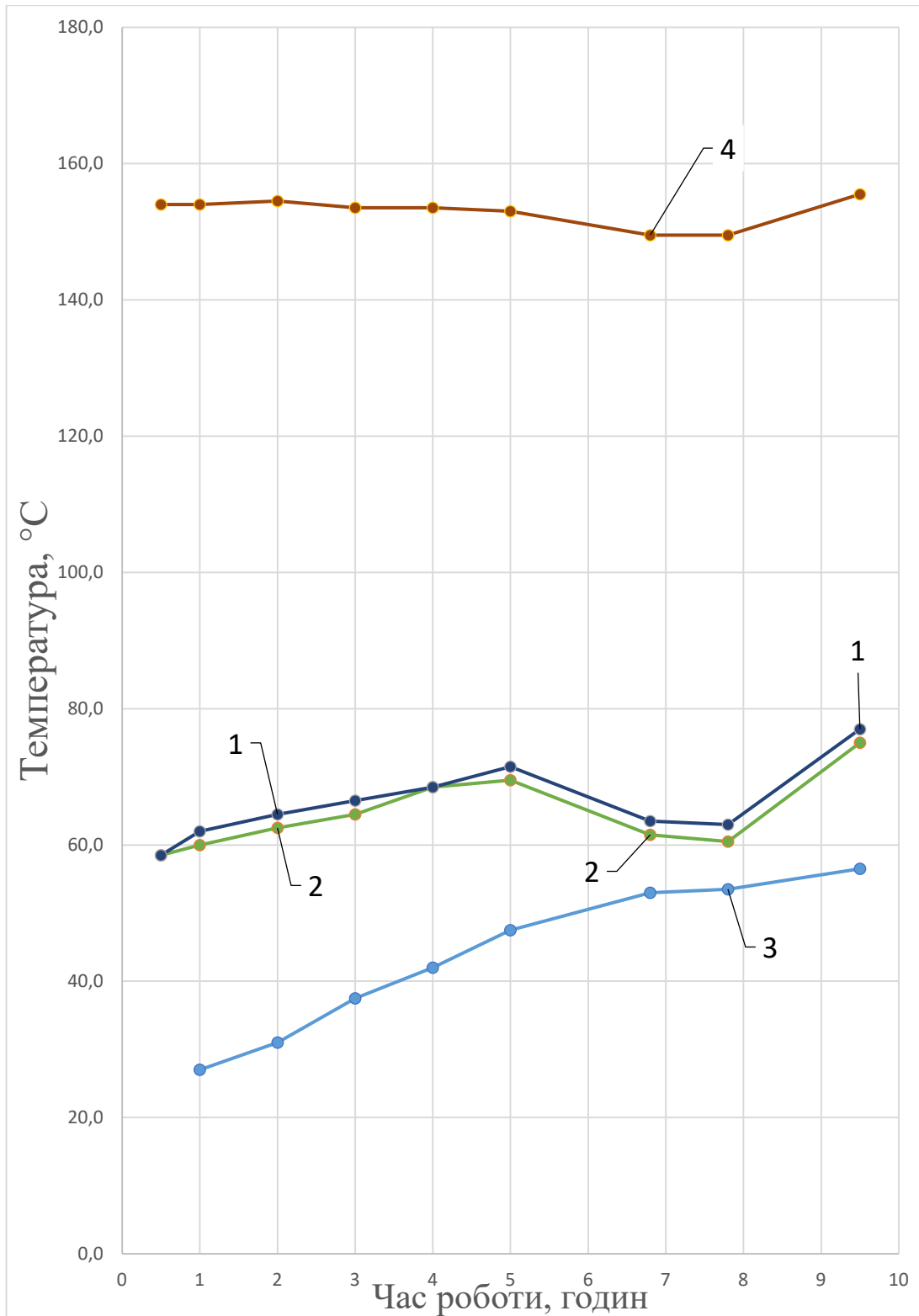


Рис. 2.11 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 °C та 25 °C при завантаженню теплової камерою: 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – тепла камера, 4 – генератор

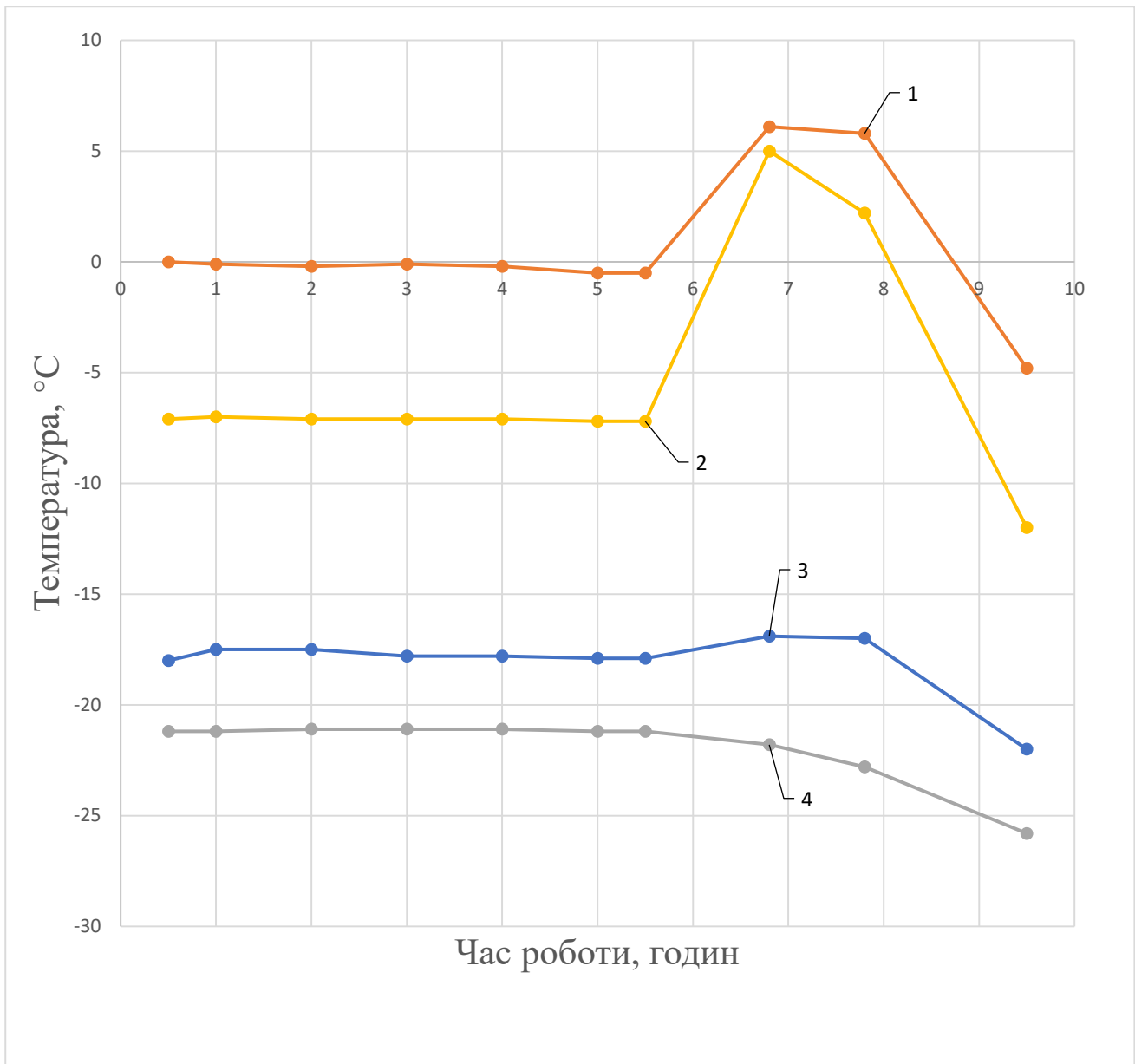


Рис. 2.12 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 °С та 25 °С при завантаженню теплової камерою: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника

При роботі додаткового електронагрівача 195 Вт в тепловій камері відбувається монотонне зростання температури води. А так як конденсаційна ділянка ДФТС зв'язана конструктивно в тепловому відношенні зі стінками

теплової камери, то відбувалася зміна умов тепловідводу та зростання температур вже в самому ДФТС. При незмінному внутрішньому термічному опорі ДФТС зростала і температура в зоні підводу тепла ДФТС. У свою чергу це призвело до зниження теплового потоку в зоні контакту випарника ДФТС та дефлегматора АХА.

Умови очищення пари аміаку від пари води, в цьому випадку зміщується в область підвищених температур, що і призвело до синхронного зростання температур дефлегматора та ДФТС.

Через 5,5 годин, коли температура води в тепловій камері досягла температури 50 °С, було здійснено перехід на потужність генератора 75 Вт, які, за показниками дослідження [4-8], відповідають режиму мінімального енергоспоживання.

Одночасно було вимкнено додатковий електронагрівач теплової камери. Також через 5,5 годин було змінені умови навколишнього середовища – температуру зовнішнього повітря знизили до 25 °С.

Зниження генерації аміаку, як і очікувалось, призвело до зниження холодопродуктивності випарника АХА і відповідним зростанням температур в НТО та в ХК. Температура в ХК дещо перевищила нормативну (не вище 5 °С [39]).

Мало місце і зниження температури в зоні дефлегмації та ДФТС, але температура в тепловій камері не знизилася і навіть спостерігалось її незначне зростання на 0,5 °С.

Таким чином, ДФТС здійснював компенсацію теплових втрат в навколишнє середовище від нагрітої до 53 °С води.

Через 7,8 годин роботи АХА для повернення в режим номінального охолодження ХК був здійснений перехід на теплове навантаження генератора 110 Вт.

Як показують результати випробувань на рис. 2.11 та рис. 2.12 це було досягнуто.

Для пошуку режимів роботи з мінімальним енергоспоживанням були проведені випробування з переходом від номінального теплового навантаження генератора 110 Вт на 60 Вт (рис. 2.13 та рис. 2.14).

Такий режим тривав 8,5 годин та був проведений при температурі зовнішнього повітря 25 °С.

Протягом цього часу температура в зоні дефлегматора була менша, ніж в тепловій камері приблизно на 15 °С.

Температура в тепловій камері практично залишалась незмінною.

Практична стабілізація температур в тепловій камері на рівні 53...55 °С свідчить про компенсацію теплових втрат в навколишнє середовище, за рахунок роботи ДФТС. Також про це свідчить також наближені по числовим значенням температури в тепловій камері та ДФТС.

У точці вимірювання температура на дефлегматорі підтримується, приблизно 40 °С. Ця температура відповідає температурі насичення аміаку при тиску приблизно 18...19 бар і очищення пари аміаку в цій точці закінчена.

Можемо зробити висновок, що в такому режимі працюють на ДФТС зони дефлегматора, закриті теплоізоляційними кожухами.

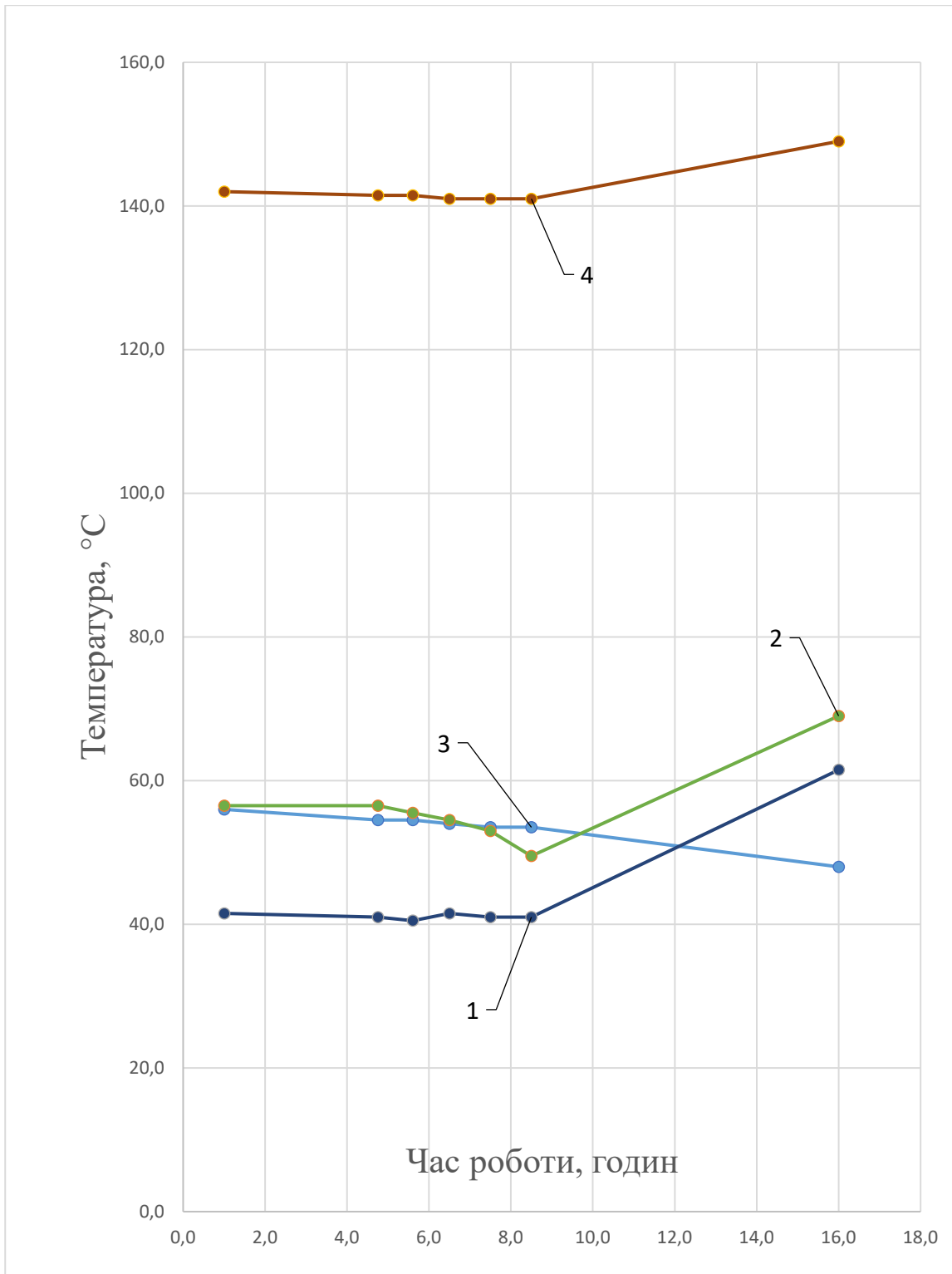


Рис. 2.13 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженій тепловій камері: 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – тепла камера, 4 – генератор

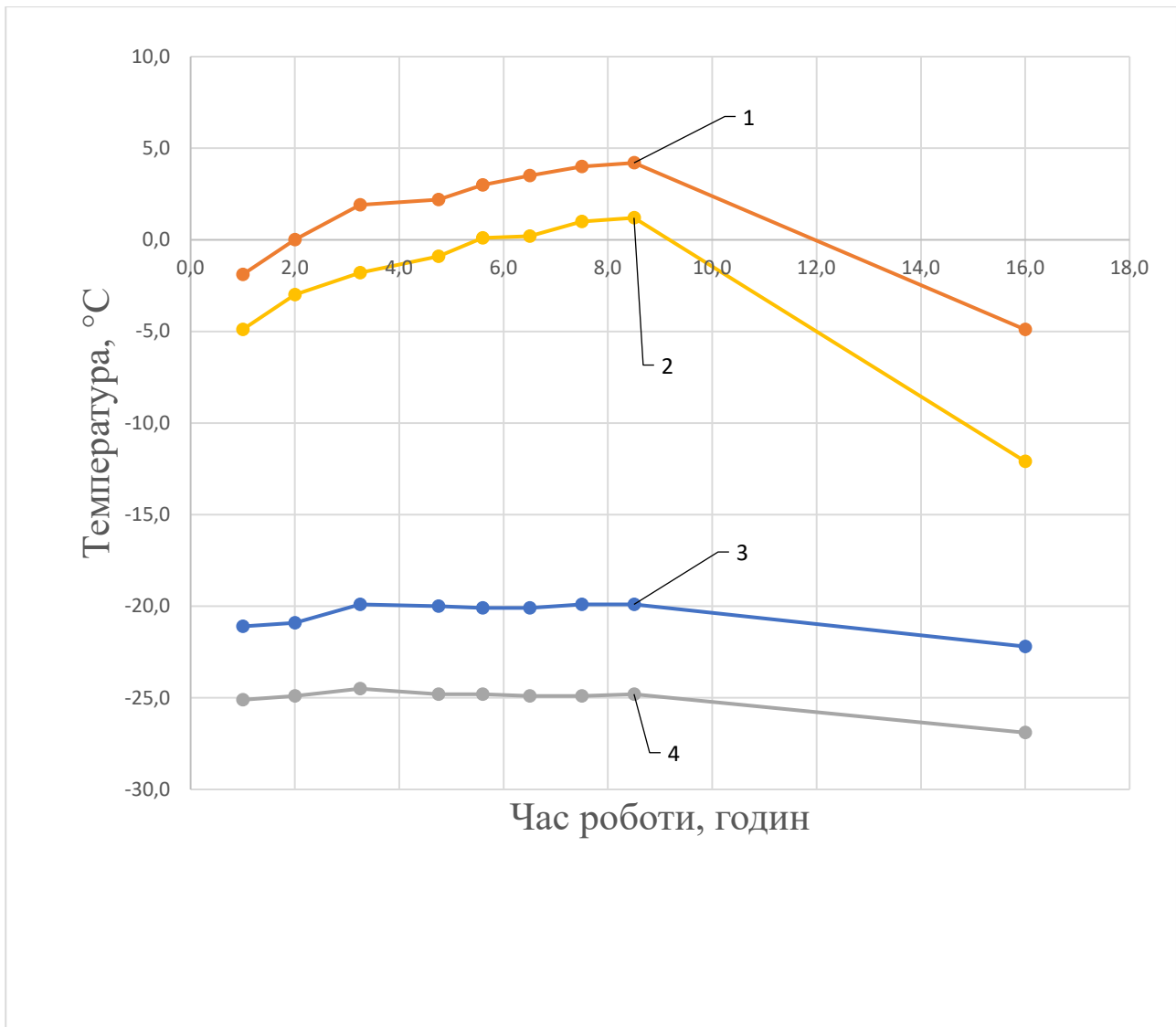


Рис. 2.14 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженій тепловій камері: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника

Через зниження кількості генеруючого аміаку при тепловому навантаженні генератора 60 Вт спостерігалось зростання температури в ХК (рис. 11).

При наближенні температури до ХК до значень номінального (5 °C) був здійснений перехід на навантаження в генераторі 110 Вт.

Дослідження роботи АХА на 60 Вт теплового навантаження на генераторі показали, що при виході теплової камери на режим при температурі зовнішнього

повітря 25 °С можливо протягом деякого часу забезпечити режим з мінімальним енергоспоживанням.

Для вивчення можливостей забезпечення температурних режимів теплової камери були проведені випробування при температурі зовнішнього повітря 32 °С («жорсткі» умови експлуатації).

На початковому етапі температура води в тепловій камері складала 9,5 °С. Подавалася номінальне теплове навантаження на генератор 110 Вт.

Протягом 1 години працював додатковий електронагрівач з тепловою камерою, а потім був вимкнений.

Результати цієї серії випробувань представлені на рис. 2.14 та рис. 2.15.

Робота АХА здійснювалася протягом 46,7 годин. У цей час температура в тепловій камері монотонно зростала від 14,5 °С а в кінці досягла 31 °С.

Одночасно з цим мало місце і відповідне зростання температур в дефлегматорі та ДФТС.

Температури в ХК та НТО були нижче нормативних значень, відповідно, мінус 1...0 °С та мінус 17...мінус 16 °С.

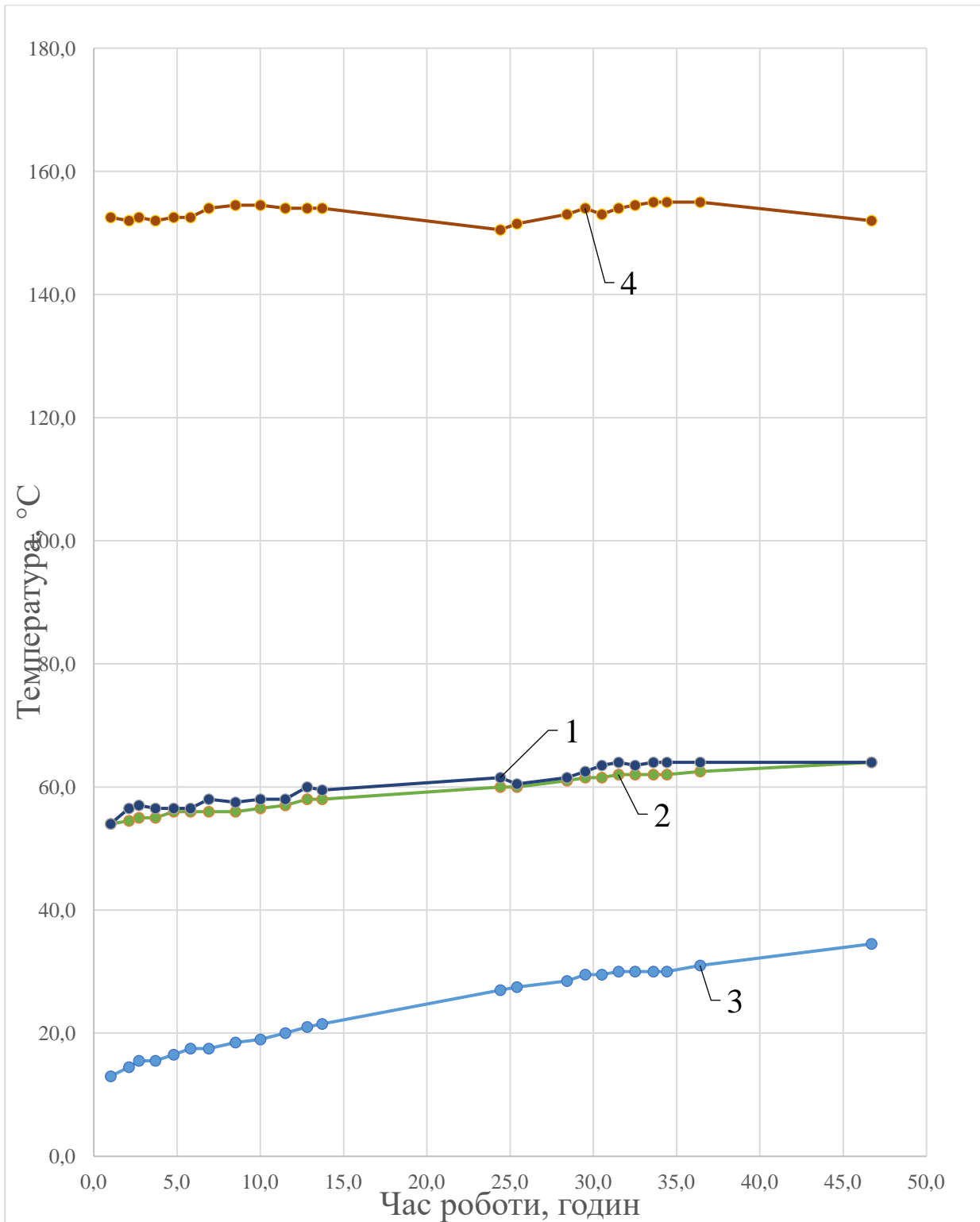


Рис. 2.15 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженню тепловою камерою при температурі зовнішнього повітря 32 °С («жорсткі» умови експлуатації) : 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – тепла камера, 4 – генератор

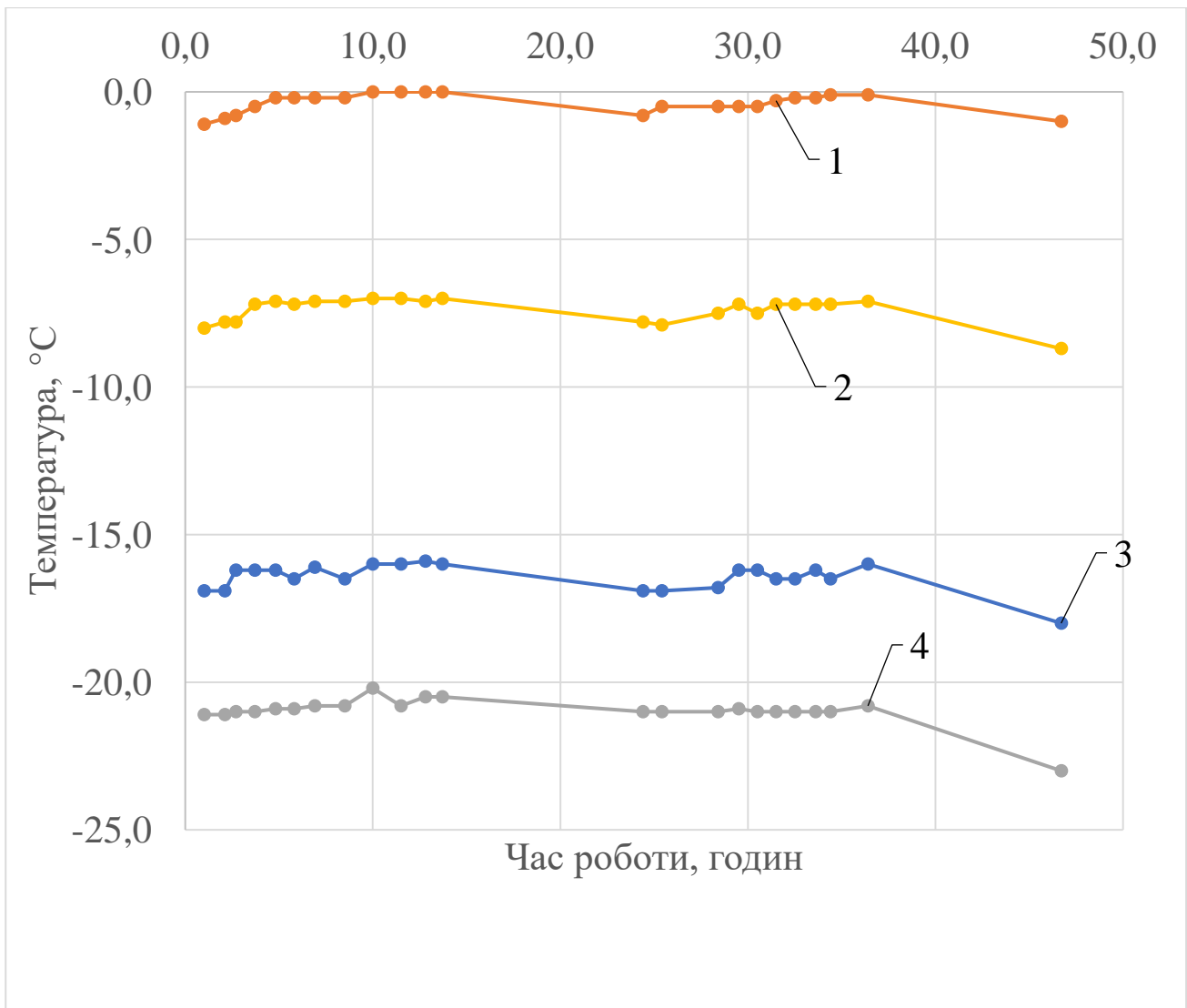


Рис. 2.16 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженою тепловою камерою при температурі зовнішнього повітря 32 °С («жорсткі» умови експлуатації): 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника

Ці випробування показали, що однієї теплоти дефлегмації для нагрівання води в тепловій камері об'ємом 30 дм³ може бути недостатньо, щоб досягнути санітарно – гігієнічних параметрів (30...35 °С [10]) навіть в умовах з мінімальними тепловими втратами в навколишнє середовище.

За результатами випробувань, приведених на рис. 2.14 та рис.2.15 можливо оцінити темп нагріву теплової камери при потужності ДФТС:

$$t_{\text{емр}} = \frac{34,5 - 13,0}{46,7 - 1,0} = 0,47 \frac{\text{°C}}{\text{год}}$$

З урахуванням отриманого значення темпу нагріву можливо розрахувати, що для нагріву води за допомогою ДФТС до температури 35 °С за 12 годин потрібно мати початкову температуру води 29 °С. За добу можливо нагріти воду до 35 °С від початкової температури 23,7 °С.

Для визначення добового енергоспоживання АХП з тепловою камерою були проведені експериментальні дослідження при температурі зовнішнього повітря 25 °С та номінального теплового навантаження генератора 110 Вт (рис. 2.16).

Реалізований періодичний режим роботи подачі теплового навантаження в генераторі за допомогою терморегулятора в ХК.

Для забезпечення нормативного режиму в ХК не вище 5 °С терморегулятор був встановлений в положення «1,5». Температура в тепловій камері складала 35,5 °С, в НТО – не вище мінус 12 °С.

За допомогою лічильника теплового навантаження за час проведення випробування зафіксовано значення 1,536 кВт·год., що дещо нижче паспортної потужності АХП типу АШ – 150 (1,43 кВт·год [26-28, 94]) на 6,9 %.

У процесі проведення експериментальних досліджень АХП з тепловою камерою було вивчено і теплові режими роботи всіх елементів АХА.

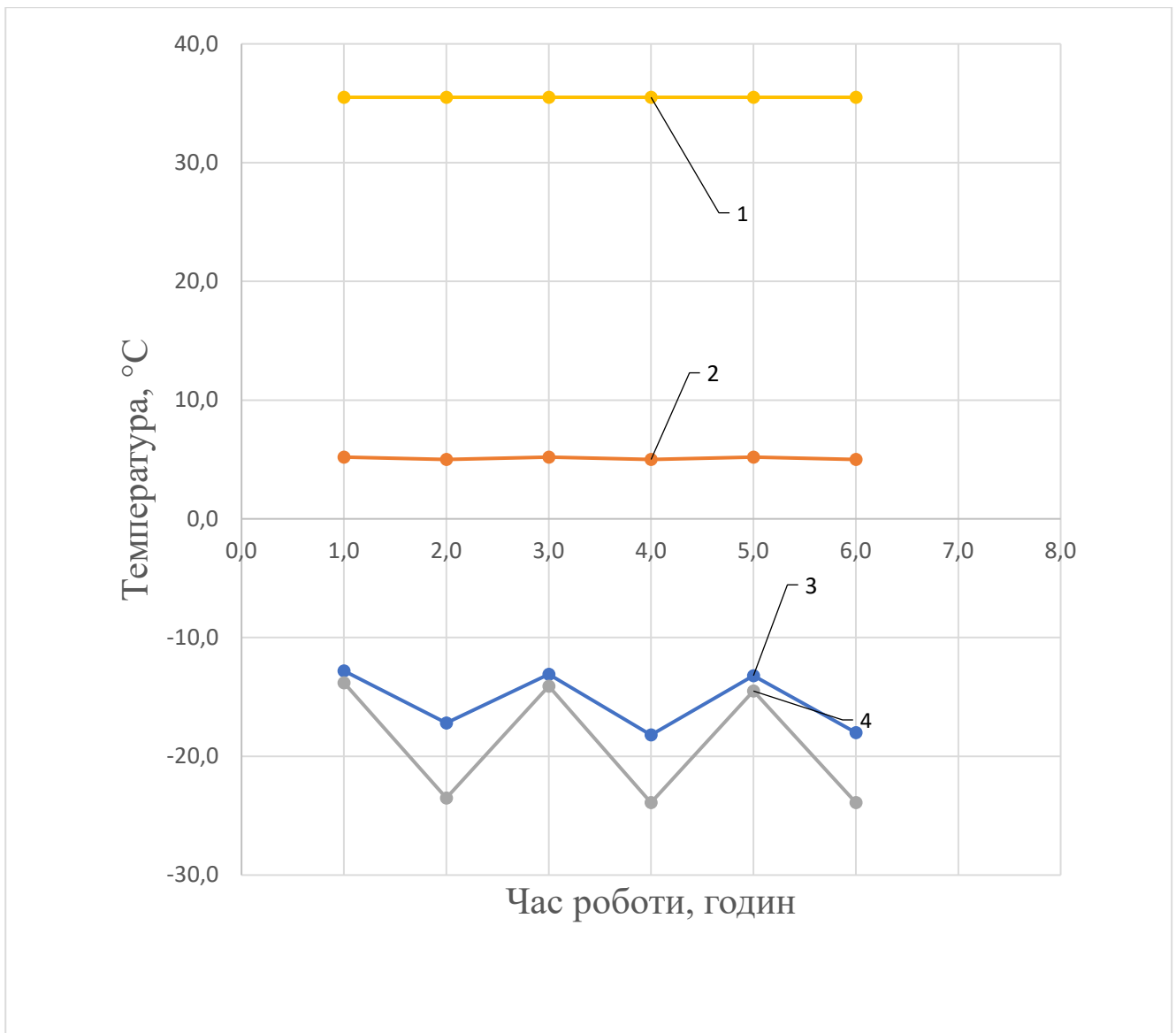


Рис. 2.17 Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженій тепловій камері при температурі зовнішнього повітря 25 °С: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника

Особливий інтерес становлять результати досліджень генераторного вузла, зокрема, температурних полів підйомного генератора - термосифона (надалі генератора).

Відомо [13, 85, 86, 98, 100, 110, 141, 218], що у зв'язку з наявністю, хоч і несуттєвих втрат через теплоізоляційний кожух генераторного вузла має місце часткова конденсація в парарідкому стовпі генератора. Це призводить до зниження кількості циркулюючого холодильного агента (аміаку) і, відповідно, до зниження холодопродуктивності випарника АХА. Для компенсації таких втрат автори [29]

запропонували встановити додатковий компенсаційний електронагрівач на підйомній магістралі генератора АХА. Було показано, що незважаючи на додаткові витрати електричної енергії, має місце позитивний сумарний ефект, який досягає 10 % [13].

Запропоновано розвиток такої компенсаційної схеми роботи генераторного вузла АХА. Замість додаткового електронагрівача було встановлено циліндричний двофазний термосифон и плоска теплова труба (рис.2.17, поз 3).

На рис. 2.18 приведено конструкція з використанням двофазного термосифону, на рис.2.19 – теплової труби.

Матеріал корпусу термосифона та теплової труби - нержавіюча сталь.

Термосифон завдовжки 240 мм, зовнішній діаметр корпусу 24 мм. Теплова труба тієї ж довжини шириною 10 мм та товщиною 3 мм.

Проведені експериментальні дослідження показали, що за рахунок ефективного перенесення тепла по висоті підйомної ділянки 1 генератора вдається знизити електроспоживання основного генератора 2 на 7...8 % при використанні теплової труби та на 3...4 % при використанні термосифону.

З метою подальшого зниження контактного термічного опору запропоновано використовувати як матеріал трубки генератора спеціальні сталі [142, 208].

Такі відмінності можна пояснити різним термічним контактним опором між стінкою генератора та термосифоном та стінкою генератора і тепловою трубою.

Таким чином, вивчив особливості роботи абсорбційного холодильного приладу з додатковою тепловою камерою, можливо провести фізичне моделювання його режимів експлуатації.

2.3. Висновки з розділу 2

1. У процесі проведення експериментальних досліджень було показано можливість роботи комбінованих абсорбційних побутових приладів, що містять у своєму складі як камери з низькими температурами (ХК та НТО), так і з підвищеними (теплову камеру).

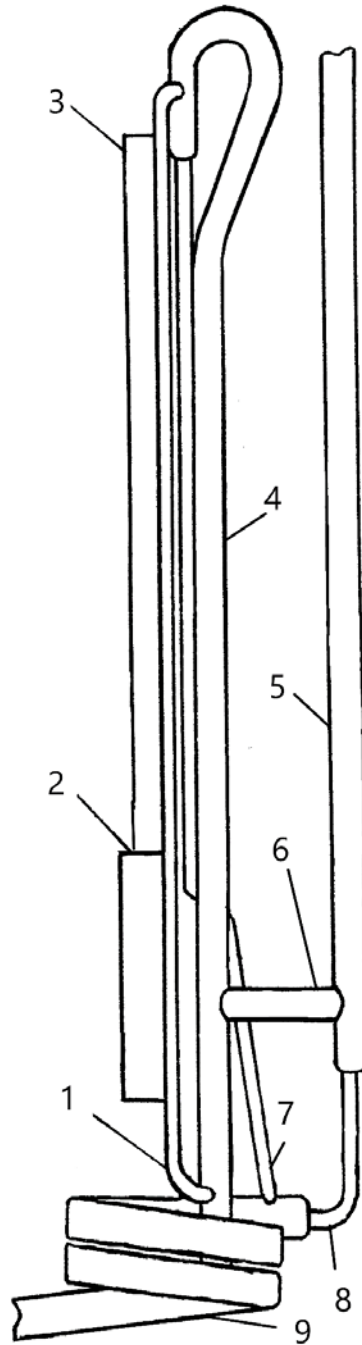


Рис 2.18 Схема розташування ДФТС в генераторному вузлу АХА: 1 – підйомний генератор - термосифон холодильного агрегату; 2 – електронагрівач; 3 – ДФТС; 4(5) – опускна (підйомна) магістраль дефлегматора; 6 – горизонтальний ректифікатор; 7(8) – канал слабого (міцного) ВАР; рідинний теплообмінник розчинів

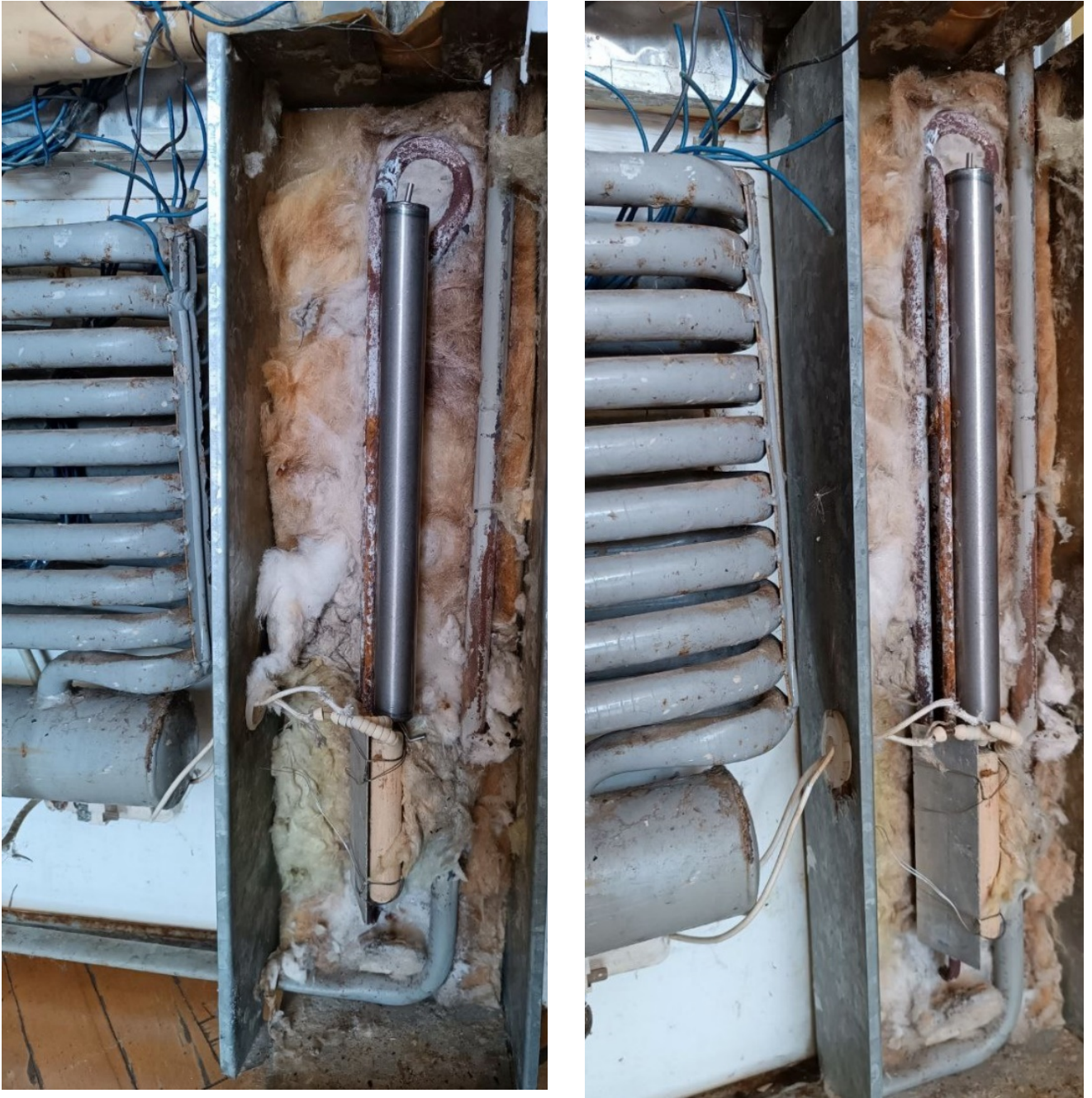


Рис.2.19 Генератор із двофазним термосифоном на підйомній ділянці

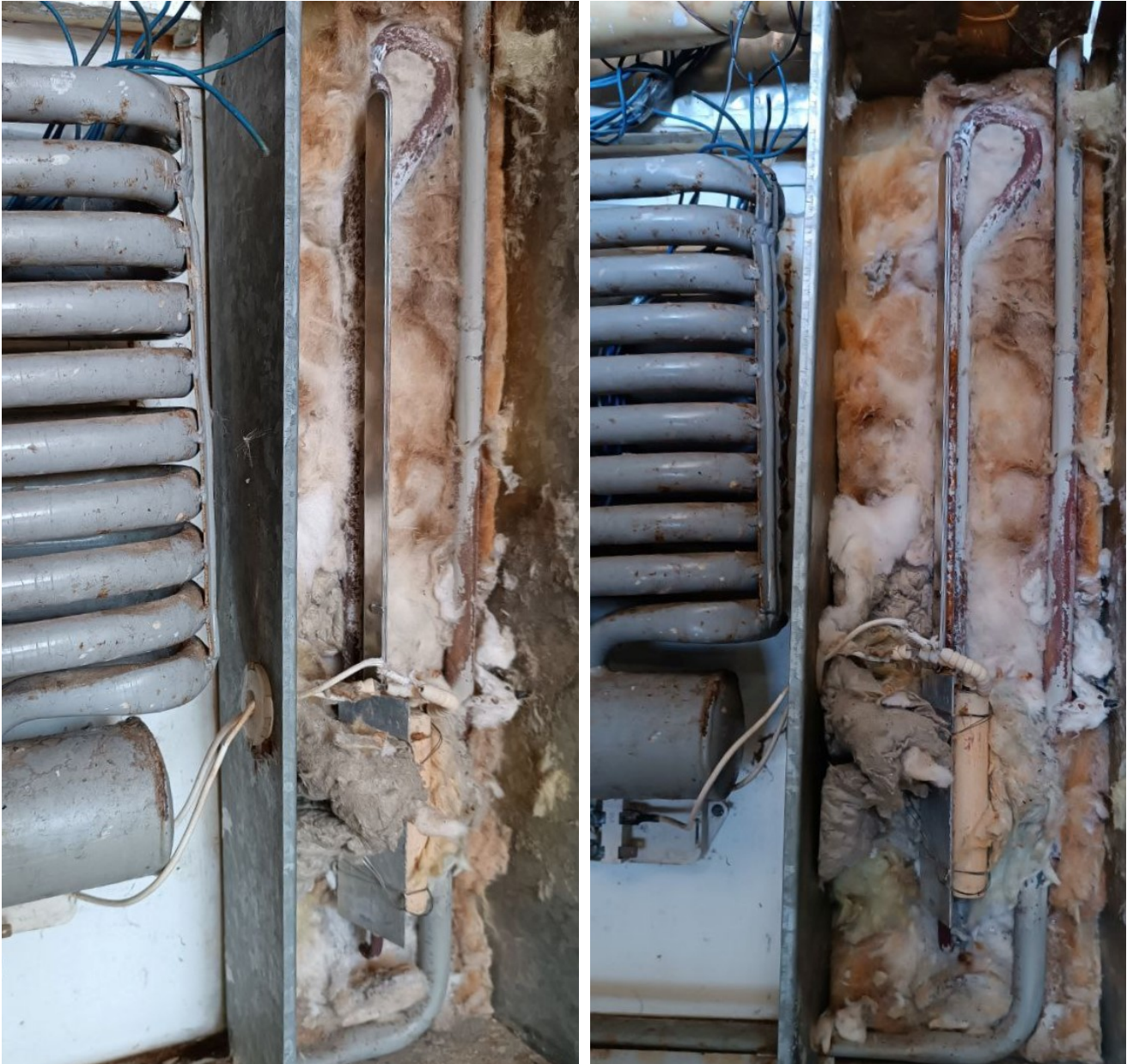


Рис.2.20 Генератор із плоскою тепловою трубою на підйомній ділянці

2. Показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад можна створити на базі вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу "Кристал-108" АШ-150 з мінімальними технологічними доробками.

3. У процесі проведення експериментальних досліджень визначено найбільш раціональне місце відведення викидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів нагрівальної камери.

4. Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та теплової камери. Підібраний ДФТС завдовжки 1530

мм та діаметром 10×1 мм. Теплоносій – етиловий спирт. Зона конденсації становила 385 мм. Теплова камера має об'єм 35 дм^3 і вписувалася в габарити холодильної шафи.

5. У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в тепловій камері може бути досягнута температура порядку $40 \text{ }^\circ\text{C}$ при одночасному забезпеченні нормативних теплових режимів в камерах охолодження (НТО – близько мінус $18 \text{ }^\circ\text{C}$, ХК – $0 \dots 2 \text{ }^\circ\text{C}$) в "жорсткому" режимі експлуатації (температура зовнішнього повітря $32 \text{ }^\circ\text{C}$).

6. При завантаженій тепловій камері (залита 30 дм^3 води) проведено дослідження з додатковим електронагрівачем потужністю 195 Вт , який забезпечував початковий підігрів води. Було показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловою камерою, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Визначено темп нагрівання досліджуваної теплової камери. Показано, що нагрівання води до $35 \text{ }^\circ\text{C}$ за рахунок утилізації тепла дефлегмації та роботи ДФТС може бути здійснене за добу за початкової температури води $23,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

7. В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою [23]. Воно становило $1,43 \text{ кВт} \cdot \text{год}$, що у $6,9 \%$ менше, ніж в холодильного приладу у традиційному виконанні.

8. Запропоновано новий енергозберігаючий спосіб роботи генератора-термосифона АХА. Для часткової компенсації теплових втрат з підйомної частини, запропоновано встановити додатковий двофазний термосифон і теплову трубу. Показано, що такий спосіб роботи легко може бути реалізованим та дозволяє економити до $3 \dots 4$ до $7 \dots 8 \%$ теплового навантаження, що підводиться.

9. З урахуванням одержаних результатів експериментальних досліджень проведено моделювання теплових режимів дефлегматора та ДФТС. Було показано, що зона контакту ДФТС та дефлегматора АХА повинна розташовуватися на підйомній ділянці дефлегматора в зоні температур $50 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$ за температури зовнішнього повітря $32 \text{ }^\circ\text{C}$ і $70 \dots 170 \text{ }^\circ\text{C}$ при температурі $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

10. Подальший розвиток розробок енергозберігаючих технологій у комбінованих абсорбційних холодильних приладах доцільно проводити з використанням тепло- та холодоакумуляуючих матеріалів.

РОЗДІЛ 3 МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ З ДОДАТКОВОЮ ТЕПЛОВОЮ КАМЕРОЮ

3.1 Вихідні положення

Метою такого моделювання є знаходження алгоритмів управління АХП з ТК, що забезпечують як використані температурні режими в ТК, так і нормативи температур у НТО та ХК, а також мінімально можливе при цьому енергоспоживання АХП в цілому.

Представлені модельні уявлення базуються на результатах розробок Адамбаєва Д.Б. [2], Василіва О.Б. [26], Тюхай Д.С. [61], Титлової О.А. [205] та Холодкова А.О. [139], які були присвячені вирішенню проблеми мінімізації енергоспоживання традиційного АХП за рахунок удосконалення режимів транспортування аміаку через дефлегматор АХА.

3.2 Моделювання режимів роботи абсорбційного холодильного приладу з додатковою тепловою камерою

Схема потоків у зоні контакту дефлегматора та ДФТС наведена на рис.3.1.

Дефлегматор АХА 1 та частково нижня частина ДФТС 2 закриті загальним теплоізоляційним кожухом 3. Транспортна зона ДФТС 4 закривається окремим теплоізоляційним кожухом 4. Випарна ділянка ДФТС заповнена рідким теплоносієм і пов'язана в тепловому відношенні через пористий стиснутий матеріал 5 з дефлегматором 1 в нижній його частині. Транспортна зона ДФТС закрита теплоізоляцією – частково кожухом генераторного вузла, а частково окремою ділянкою 4.

Незважаючи на теплоізоляцію, мають місце теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{\text{Д}}$ через досить високий рівень температур (від 50 до 170 °С) на дефлегматорі АХА.

Аналогічні втрати, але менші, порівняно з дефлегматором, мають місце і на транспортній зоні ДФТС $Q'_{\text{П}}$.

Водоаміачна перша суміш, що надходить з генератора АХА з температурою порядку 150...170 °С за рахунок наявності теплових втрат $Q_{\text{П}}$ конденсується з переважним зрідженням низькокиплячого компонента – аміаку.

Конденсат, який утворився, (флегма) 7 стікає з дефлегматора назад в генератор АХА, тобто має місце протиточний режим флегми та парової суміші.

Очищена від води пара аміаку направляється в конденсатор 6, в якому за рахунок теплообміну із зовнішнім повітрям зріджується з відведенням тепла $Q_{\text{К}}$. Конденсат аміаку стікає далі у випарник АХА.

У конденсаторі 6 тиск пари аміаку відповідає повному тиску в системі, а в дефлегматорі повний тиск складається з суми парціальних тисків пари аміаку і пари води.

Ступінь очищення пари аміаку на виході дефлегматора АХА 1 контролюється за допомогою датчика температури t та визначає керуючий алгоритм подачі теплового навантаження на генератор АХА.

В схемі роботи АХА без ДФТС має місце баланс тепла:

$$Q_{\text{Д}} = Q_{\text{В}} \quad (3.1)$$

За наявності додаткового теплового стоку у вигляді ДФТС баланс тепла має вигляд:

$$Q_{\text{Д}} = Q_{\text{В}} + Q'_{\text{Д}} \quad (3.2)$$

Де $Q'_{\text{Д}}$ - тепловий потік з дефлегматора на теплову камеру.

Нижня частина ДФТС заповнена рідким теплоносієм з розрахунку забезпечення повного теплового контакту по висоті через пористу стислу пластину 5 з дефлегматором АХА.

Пар теплоносія ДФТС, що утворюється при підведенні тепла, проходить в транспортну зону ДФТС і далі направляється в зону конденсації, пов'язану з тепловою камерою.

За рахунок різниці температур в зоні підведення та відведення тепла в ДФТС при однаковому тиску в паровому об'ємі відбувається конденсація пари теплоносія з відведенням тепла у теплову камеру.

Конденсат теплоносія 8, який утворюється стікає з конденсатора ДФТС в його транспортну зону і далі в випарник ДФТС і пароконденсаційний цикл повторюється знову.

Рівень температур у ДФТС до 70 °С та розташування транспортної зони ДФТС у безпосередній близькості до дефлегматора дозволяє зробити припущення про походження теплових втрат в зоні теплоізоляційного кожуха 3 генераторного вузла АХА.

Надалі на транспортній ділянці ДФТС слід враховувати втрати у навколишнє середовище Q_B' .

Таким чином, тепловий потік від дефлегматора АХА в теплову камеру $Q_{ТК}$ складе:

$$Q_{ТК} = Q_D' - Q_B' \quad (3.3)$$

У той же час, як показали експериментальні дослідження при роботі АХА з ДФТС, можуть мати місце режими роботи, коли з транспортної зони ДФТС виникає тепловий потік Q_T' у бік дефлегматора.

У цих випадках тепла камера знаходиться в розігрітому стані і відповідно всі зони ДФТС працюють при підвищених температурах.

У режимі розігрівання теплового навантаження за температурою парогазового фронту може настати стан, коли підйомна ділянка дефлегматора може мати температуру нижче, ніж транспортна зона ДФТС. У цьому випадку і виникає тепловий потік Q_T' .

Позитивним моментом у цьому режимі є прогрів верхньої частини дефлегматора в неробочому періоді «очікування» генератора АХА. При поверненні

до робочого режиму попередньо прогрітий дефлегматор дозволить швидше вийти на максимальну холодопродуктивність випарника.

У тепловій камері за рахунок підвищення температури мають місце такі теплові втрати у навколишнє середовище Q_{TKB} .

У результаті тепловий потік, що надходить від дефлегматора АХА через ДФТС, буде:

$$Q_{TK} = Q'_D - Q'_B - Q_{TKB} \quad (3.4)$$

З урахуванням особливостей фізичних процесів, режимів роботи АХА та умов експлуатації комбінованого побутового приладу обрано наступний підхід. За основу математичної моделі обрано температурний режим продуктів теплової камери в режимі нестационарного підведення тепла:

$$t_{II}(\tau) = t_o(\tau = 0) + \frac{1}{m_{II}c_{II}} \Delta Q_{TK}(t) \Delta t \quad (3.5)$$

де $t_o(\tau = 0)$ – початкова температура продукту, °С;

$\Delta Q_{TK}(\tau)$ – алгебраїчна сума теплових потоків в тепловій камері в момент часу τ , визначена на основі рівняння (3.10), Вт;

m_{II} – масова теплоємність продукту в тепловій камері, Дж/(кг·К).

За наявності теплової ізоляції на транспортній ділянці ДФТС можна не враховувати втрати у довкілля. Тоді рівняння (3.5) можна записати як:

$$Q_{TK} = Q'_D \mp Q_{TKB} \quad (3.6)$$

З урахуванням балансу тепла під час передачі теплової потужності від дефлегматора до теплової камери можна записати:

$$Q'_D = Q_\phi = Q_{\phi-ST1} = Q_{ДФТС} = Q_{СТ2-TK} = Q_{TK-II}, \quad (3.7)$$

де Q_ϕ – тепловий потік при дефлегмації до внутрішньої стінки дефлегматора, Вт;

$Q_{\phi-ST1}$ – тепловий потік від внутрішньої стінки дефлегматора до зовнішньої стінки випарника ДФТС, Вт;

$Q_{ДФТС}$ – тепловий потік, що переноситься ДФТС, Вт;

Q_{CT2-TK} – тепловий потік від стінки конденсатора ДФТС до теплорозсіюючої поверхні теплової камери, Вт;

$Q_{TK-П}$ – тепловий потік від теплосприймаючої поверхні теплової камери до продукту (об'єкту термічної обробки), Вт.

Ставляться завдання визначити температурні режими теплової камери при подачі теплового навантаження від дефлегматора АХА, що працює, за допомогою ДФТС.

Розглянемо вихідні дані:

а) температура продукту на момент часу $\tau=0 \Rightarrow \tau_{0(\tau=0)}$;

б) середня температура дефлегматора у зоні контакту з випарником ДФТС \bar{t}_D .

Напишемо рівняння теплового балансу через термічний опір:

$$(\bar{t}_D - t_{II}) = Q'_D \cdot (R_{\Phi} + R_{\Phi-CT1} + R_{ДФТС} + R_{CT2-TK} + R_{TK-П}), \quad (3.8)$$

Де R_{Φ} , $R_{\Phi-CT1}$, $R_{ДФТС}$, R_{CT2-TK} , $R_{TK-П}$ – термічний опір при передачі теплового потоку в процесі дефлегмації; від внутрішньої стінки дефлегматора до зовнішньої стінки випарника ДФТС; ДФТС від зовнішньої стінки конденсатора ДФТС до теплосприймаючої поверхні теплової камери; від теплосприймаючої поверхні теплової камери до продукту, відповідно.

З рівняння (3.8) можливо визначити тепловий потік, який поступає в теплову камеру Q'_D .

Для отримання чисельного рішення рівняння (3.8) застосовуємо такі припущення:

а) відомий термічний опір ДФТС $R_{ДФТС} = \text{const}$;

б) термічний опір в зоні контакту нехтуємо: $R_{\Phi-CT1} = 0$; $R_{CT2-TK} = 0$.

Тоді рівняння (3.8) набуває вигляду:

$$(\bar{t}_D - t_{II}) = Q'_D \cdot (R_{\Phi} + R_{ДФТС} + R_{TK-П}) \quad (3.9)$$

Термічний опір дефлегматора можна визначити з використанням формули (1.20):

$$R_{\Phi} = \frac{1}{Z_D \cdot F_D}, \quad (3.10)$$

де Z_D – коефіцієнт теплообміну при дефлегмації, визначений по формулі (1.20), Вт/(м²·к);

F_D – площа внутрішньої поверхні дефлегматора в зоні контакта з випарником ДФТС, м².

Термічний опір при конвективному нагріванні продукту в обсязі теплової камери можна визначити таким чином:

$$R_{TK-П} = \frac{1}{\alpha_{конв} \cdot F_{TK}}, \quad (3.11)$$

де $\alpha_{конв}$ – коефіцієнт конвективного теплообмінника на межі теплосприймаючої поверхні теплової камери та продукту, Вт/(м²·к);

F_{TK} – площа теплосприймаючої поверхні теплової камери.

Чисельні значення $\alpha_{конв}$ можна визначити за рівнянням (1.20).

До рівняння 1.20 входить різниця температур між теплосприймаючою поверхнею (t_{TK}) та продуктом ($t_{П}$), яка спочатку невідома:

$$\Delta t_{конв} = t_{TK} - t_{П} \quad (3.12)$$

Цю невідому різницю можна отримати методом послідовних наближень в такий спосіб.

З урахуванням відомої заданої різниці температур між дефлегматором та продуктом розраховується тепловий потік без урахування термічного опору $R_{TK-П}$.

$$Q'_D(1) = \frac{(t'_D - t_{П})}{R_{\Phi} + R_{ДФТС}}, \quad (3.13)$$

Розрахований за формулою (3.13) тепловий потік є максимально можливим у заданих умовах.

Тоді можна отримати невідому температуру t_{TK} із залежності:

$$Q'_D(1) = \alpha_{конв}(1) \cdot F_{TK}, \quad (3.14)$$

де $\alpha_{\text{конв}}(1)$ – коефіцієнт конвективного теплообміну, визначений за рівнянням (1.20) за максимальної різниці температур $\bar{t}_D - t_{II}$.

Знаючи в першому наближенні $t_{\text{конв}}(1)$ можна знайти і термічний опір процесу рівняння (3.14) і привести ряд послідовних наближень до прийнятної збіжності чисельних значень температур поверхні теплової камери.

При розрахунку теплових втрат від теплової камери в довкілля треба мати на увазі і можливий випадок, коли початкова температура продукту може бути нижчою за температуру навколишнього середовища. Це може бути холодна вода або продукт із камер охолодження АХП.

У цьому випадку в рівнянні (3.6) треба буде прийняти знак (-).

До вихідних даних слід також віднести технічний опір навколишніх конструкцій теплової камери $R_{\text{ТКВ}}$.

Тоді:

$$Q_{\text{ТКВ}} = \frac{(t_{II} - t_{\text{НС}})}{R_{\text{ТКВ}}}, \quad (3.15)$$

де $t_{\text{НС}}$ – температура навколишнього середовища, °С.

З урахуванням вище викладеного можна провести розрахунок температури продукту в тепловій камері через час $\Delta\tau$.

$$t_{II(\tau)} = t_{k(\tau=0)} + \frac{1}{m_{II} \cdot C_{II}} (\Delta Q_{\text{ТК}} \pm \Delta Q_{\text{ТКВ}}) \cdot \Delta\tau, \quad (3.16)$$

де $\Delta Q_{\text{ТК}}$, $\Delta Q_{\text{ТКВ}}$ – зміна теплових потоків за час $\Delta\tau$.

З урахуванням рекомендацій щодо кращої збіжності розрахунків нестационарних процесів чисельні значення вибирали за умови:

$$Fo = \frac{a_{II} \Delta\tau}{L^2} < 0,5, \quad (3.17)$$

де a_{II} – коефіцієнт температуропровідності продукту, $\text{м}^2/\text{с}$;

L – характерний розмір, м.

В якості характерного розміру використовували:

$$L = \sqrt[3]{L \cdot B \cdot H}, \quad (3.18)$$

де L, B, H – розмір продукту в тепловій камері – ширина, глибина, висота, відповідно, м.

У разі повітряної камери ці розміри відповідають внутрішнім габаритам теплової камери.

На підставі результатів експериментальних досліджень та модельних уявлень проведемо розрахунок теплової камери для типового серійного абсорбційного холодильника.

Методика теплотехнічного розрахунку елементів комбінованого абсорбційного холодильного приладу приведено у ДОДАТКУ Е.

Кратність циркуляції флегми визначимо із формули:

$$R = \frac{\xi_1 - \xi_2}{\xi_2 - \xi_3}, \quad (3.19)$$

де ξ_1 – масова частка пари аміаку у водоаміачний паровій суміші на кінці заданої ділянки дефлегматора, кг/кг;

ξ_2 – масова частка пари аміаку у водоаміачний паровій суміші на вході заданої ділянки дефлегматора, кг/кг;

ξ_3 – масова частка рідкого аміаку у водоаміачному розчині, рівноважна масовій частці пари аміаку на вході заданої ділянки дефлегматора, кг/кг.

Питома теплова потужність заданої ділянки дефлегматора:

$$q_R = R(i_2 - i_3) + i_2 - i_1, \quad (3.20)$$

де i_2 – ентальпія пари водоаміачної парової суміші на вході, кДж/кг;

i_3 – ентальпія рідини водоаміачного розчину на вході, кДж/кг;

i_1 – ентальпія пари водоаміачної парової суміші на виході, кДж/кг.

Масова витрата аміаку:

$$G = \frac{Q_0}{\bar{r}}, \quad (3.21)$$

де \bar{r} – середня теплота пароутворення аміаку, Дж/кг.

У діапазоні робочих температур випаровування мінус 22...мінус 7 °С ця величина становить 1310 кДж/кг.

Теплова потужність дефлегматора:

$$Q_R = q_R \cdot G. \quad (3.22)$$

Термодинамічні характеристики аміаку та водоаміачної суміші визначалися з i - ξ -діаграми для водоаміачної суміші та таблиць [15].

Результати розрахунку теплового режиму дефлегматора зведені у таблиці 3.1.

Аналіз результатів, наведених у таблиці 3.1, показує, що теплова потужність, що відводиться з ділянки дефлегматора, пов'язаного із зоною випаровування ДФТС, не перевищувала 7 Вт, а в середньому становила 3...5 Вт.

Проведемо аналіз оцінки теплового потоку, що розсіюється з конденсатора ДФТС.

Середня температура конденсатора становить 60 °С. Перепад температур із навколишнім повітрям близько 30 °С.

Середній коефіцієнт тепловіддавання можна оцінити за формулою:

$$Nu_{p,l} = 0,75 \left(Gr_{p,l} \cdot Pr \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (3.23)$$

Визначальна температура – температура рідини $t_p = 30$ °С.

Визначальний розмір – висота конденсатора ДФТС – 0,49 м.

Температура стінки конденсатора ДФТС – $t_{ст} = 60$ °С.

Теплофізичні характеристики повітря при температурі $t_p = 30$ °С.

$$\beta = \frac{1}{T_p} = \frac{1}{273 + 30} = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ 1/К};$$

$$\nu_p = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_p = 0,0267 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; \quad Pr_p = 0,701.$$

При $t_{ст} = 60$ °С, $Pr_{ст} = 0,698$

$$\overline{Nu}_{p,l} = 0,75 \frac{9,8 \cdot 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot (60 - 30) \cdot 0,49^3}{(16 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,701^{0,25} \cdot \left(\frac{0,701}{0,698} \right)^{0,25} = 99,83$$

$$\overline{\lambda} = \overline{Nu}_{p,l} \cdot \frac{\lambda_p}{l} \quad (3.24)$$

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку теплового режиму дефлегматора

№№ р/п	Найменування параметрів	ВАРІАНТИ				
		II	III	IV	V	VI
1.	Температура підйомної магістралі дефлегматора, вкритої ізоляційним кожухом (термопара №9), °C	118,5	118,5	118,5	125	120,5
2.	(термопара №14), °C	93,0	93,0	94,0	103,0	99,0
3.	ξ_1 , кг/кг	0,980	0,980	0,979	0,967	0,973
3.	ξ_2 , кг/кг	0,934	0,934	0,934	0,916	0,931
7.	i_3 , кДж/кг	772	772	772	812	786
5.	ξ_3 , кг/кг	0,342	0,342	0,342	0,316	0,336
6.	i_2 , кДж/кг	1981	1981	1981	2021	1993
8.	i_1 , кДж/кг	1860	1860	1864	1902	1884
9.	R , кг/кг	0,078	0,078	0,076	0,085	0,071
10.	q_R , кДж/кг	215,3	215,3	208,9	221,8	194,2
Холодильна потужність – 25 Вт						
11.	$G \cdot 10^5$ кг/с	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91
12.	Q_R , Вт	4,11	4,11	3,99	4,24	3,71
Холодильна потужність –30 Вт						
13.	$G \cdot 10^5$ кг/с	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29
13.	Q_R , Вт	4,93	4,93	4,78	5,08	4,45
Холодильна потужність – 35 Вт						
15.	$G \cdot 10^5$ кг/с	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67
16.	Q_R , Вт	5,75	5,75	5,58	5,93	5,19
Холодильна потужність – 40 Вт						
17.	$G \cdot 10^5$ кг/с	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05
18.	Q_R , Вт	6,57	6,57	6,38	6,77	5,92

$$\bar{\lambda} = 99,83 \frac{0,0267}{0,49} = 5,44 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Поверхня конденсатора ДФТС

$$F_K = \pi \cdot D_K \cdot l = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 0,49 = 0,0278 \text{ м}^2.$$

Тепловий потік з конденсатора ДФТС до навколишнього повітря:

$$Q_K = \bar{\alpha} \cdot F_K \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{сер}}) \quad (3.25)$$

$$Q_K = 5,44 \cdot 0,0278 \cdot (60 - 30) = 4,5 \text{ Вт.}$$

Із розрахунків видно, що величини теплових потоків на дефлегматорі АХА і конденсаторі ДФТС можна порівняти, тобто баланс дотримується.

Оцінимо необхідні витрати енергії для роботи ТК.

Схема ТК із конструктивними розмірами наведена на рис. 3.1.

Матеріал ізоляції – пінополіуретан (ППУ) з коефіцієнтом теплопровідності 0,02 Вт/м·К.

Розрахуємо мінімальну, середню і максимальну теплову потужність, необхідну для подавання в ТК для підтримки температури повітря 50 °С, 70 °С і 100 °С, відповідно.

Температуру повітря у приміщенні приймаємо 20 °С. Внутрішня теплорозсіювальна поверхня ТК.

$$F_{\text{ДНК}} = (0,4 + 0,33) \cdot 2 \cdot 0,3 + 0,4 \cdot 0,33 \cdot 2 = 0,702 \text{ м}^2.$$

Мінімальний тепловий потік із ТК до навколишнього повітря:

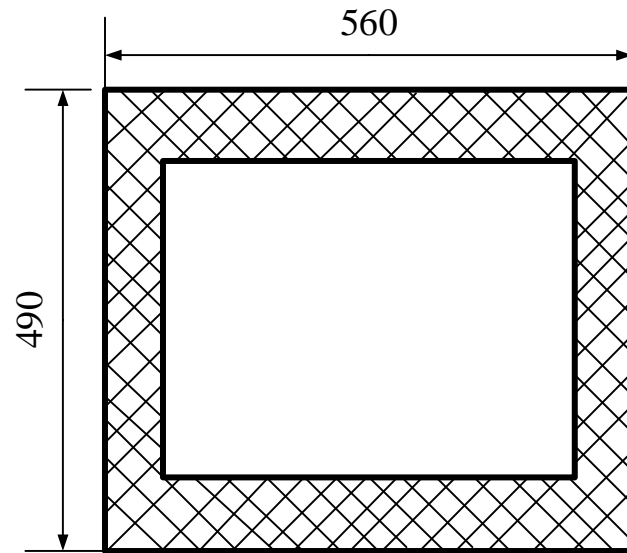
$$Q_{\text{min}} = \frac{\lambda_{\text{із}}}{\delta_{\text{із}}} \cdot F_{\text{ДНК}} \cdot \Delta t, \quad (3.26)$$

Товщина ізоляції із ППУ – 0,08м.

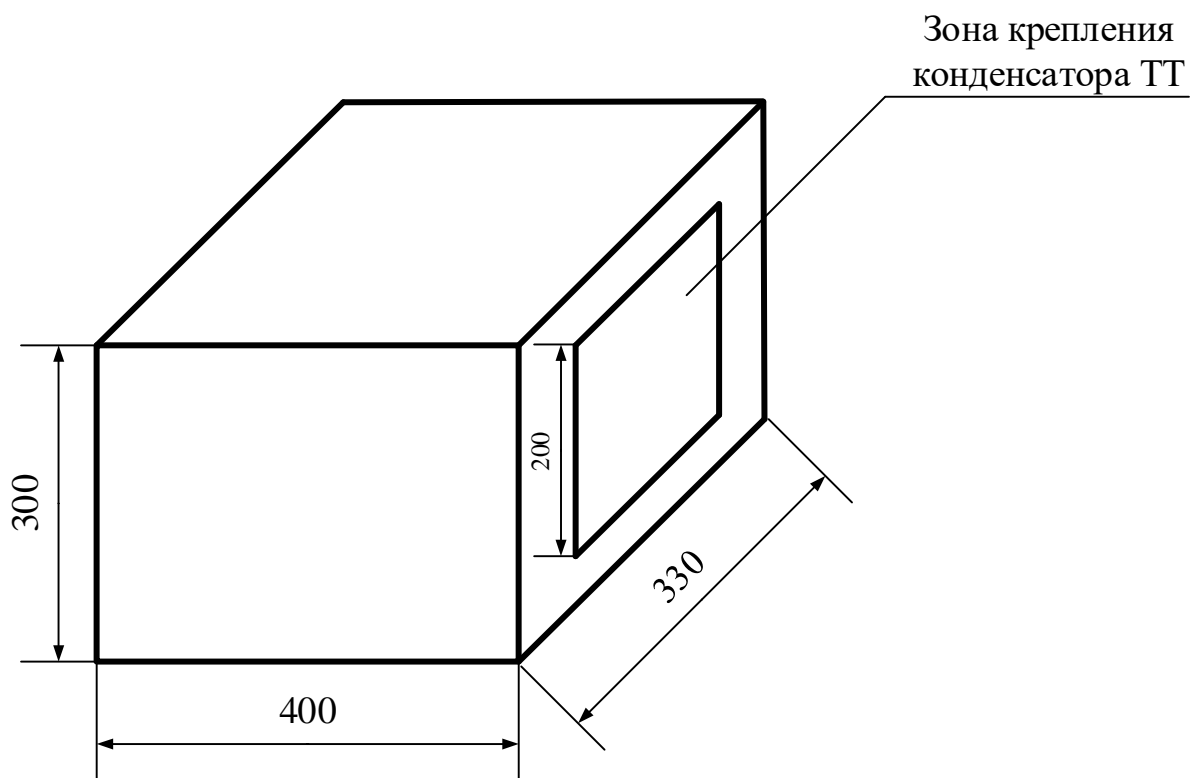
$$Q_{\text{min}} = \frac{0,02}{0,08} \cdot 0,702 \cdot (50 - 20) = 5,3 \text{ Вт.}$$

Середній тепловий потік із ТК до навколишнього повітря

$$Q_{\text{сер}} = \frac{0,02}{0,08} \cdot 0,702 \cdot (70 - 20) = 8,8 \text{ Вт.}$$



а)



б)

Рис.3.2 – Схема додаткової теплової камери: а) розріз; б) внутрішні розміри

Максимальний тепловий потік із ТК до навколишнього повітря

$$Q_{\text{макс}} = \frac{0,02}{0,08} \cdot 0,702 \cdot (100 - 20) = 14,0 \text{ Вт.}$$

Таким чином, тепловий потік, що відводиться від ділянки дефлегматора ДФТС може забезпечити тільки роботу в режимі мінімального теплового потоку, тобто підтримувати температуру повітря ТК на рівні 50 °С.

Для підтримки в камері температур близько 70 °С і 100 °С потрібні додаткові енерговитрати, наприклад, додаткового електронагрівача.

Оцінимо додаткові енерговитрати для роботи в режимі підігріву повітря в ТК.

Для 70 °С величина додаткових енерговитрат має становити 3,5 Вт, а 100 °С – 8,7 Вт. Тоді добові витрати становитимуть:

$$E_{\text{доб}(1)} = 0,084 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (t_{\text{к}} = 70 \text{ } ^\circ\text{C});$$

$$E_{\text{доб}(2)} = 0,209 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (t_{\text{к}} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

При добовому споживанні енергії холодильником $E = 1,7 \text{ кВт} \cdot \text{год}$, це становитиме 4,9 % і 12,3 %, відповідно.

Одним із варіантів зниження енерговитрат при роботі додаткового електронагрівача може бути максимальний відбір теплової потужності з дефлегматора АХА.

Відбір тепла повинен здійснюватися як з підйомної, так і з опускної магістралі дефлегматора.

Використовуючи формули 1-4, здійснимо розрахунок максимальної теплової потужності дефлегматора АХА без ДФТС (Варіант VII).

Температура на вході – 169 °С.

На вході (в ізоляційному корпусі) – 117 °С.

Параметри пари: $\xi_1 = 0,950 \text{ кг/кг}$; $\xi_2 = 0,644 \text{ кг/кг}$; $\xi_3 = 0,141 \text{ кг/кг}$; $i_1 = 1978 \text{ кДж/кг}$; $i_2 = 2405 \text{ кДж/кг}$; $i_3 = 1070 \text{ кДж/кг}$.

Кратність циркуляції

$$R = \frac{0,95 - 0,644}{0,644 - 0,141} = 0,608 \text{ кг/кг.}$$

Питома тепла потужність дефлегматора АХА

$$Q_R = 0,608(2405 - 1070) + 2405 - 1978 = 1239 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді теплова потужність дефлегматора складе: 23,7 Вт, 28,4 Вт, 33,1 Вт, 37,8 Вт, відповідно при холодильних потужностях випарника АХА 25 Вт, 30 Вт, 35 Вт, 40 Вт.

Таким чином, при повному відведенні тепла з дефлегматора ТК можливо гарантоване забезпечення його теплового режиму.

При проектуванні ТК особливу увагу слід приділити питанню теплопередавання між конденсатором ТК та внутрішнім обсягом ТК.

Визначимо необхідну величину нагрівальної панелі, яка перебуває у контакті з конденсатором ДФТС. Висоту нагрівальної панелі приймемо 0,2 м.

У якості робочого тіла ТК візьмемо воду і повітря. Перепадом температур між нагрівальною панеллю та об'ємом ТК варіюватимемо в діапазоні 5...35 °С.

Результати розрахунків зведено до таблиці 3.2.

Аналіз таблиці 3 показує, що при заповненні ТК водою проблем для її підігріву не буде. При висоті нагрівальної панелі 20 см достатньо мати ширину 2...3 см. Однак при цьому не враховується перемішування за об'ємом камери, у зв'язку з чим ширину панелі слід обирати 20...25 см. У разі використання у якості середовища повітря довжина панелі зростає і при малих перепадах температур між панеллю та повітрям може становити 3,41 м.

У зв'язку з цим слід при роботі на повітрі забезпечувати якомога більший перепад температур. Так, при перепаді температур 25...35 °С при температурі в об'ємі ТК 70 °С довжина панелі становитиме 0,280...0,185 м, що цілком прийнято в конструкції камери. При температурі в обсязі ТК 50 °С ця величина складе 0,11...0,17 м.

Таблиця 3.2 – Розрахунок нагрівальних панелей тепловою камери

ПАРАМЕТРИ	Робоче тіло ТК							
	Повітря				Вода			
	Перепад температур °С							
	5	15	25	35	5	15	25	35
	Температура в об'ємі ТК – 50 °С							
	Втрати тепла через ізоляцію – 5,3 Вт							
1. Коефіцієнт тепловіддавання від нагрівальної панелі до робочого тіла ТК, Вт/м ² ·К	4,3	5,6	6,3	6,9	515	676	768	835
2. Необхідна поверхня панелі, м ² ·10 ⁴	2460	630	340	220	20	5	2,8	1,8
3. Довжина панелі, м	1,2	0,315	0,17	0,11	0,01	0,0025	0,0014	0,0009
	Температура в об'ємі ТК – 70 °С							
	Втрати тепла через ізоляцію – 8,8 Вт							
1. Коефіцієнт тепловіддавання від панелі до ТК, Вт/м ² ·К	4,2	5,5	6,2	6,8	599	789	896	975
2. Необхідна поверхня панелі, м ² ·10 ⁴	4190	1070	560	370	29	7,4	3,9	2,6
3. Довжина панелі, м	2,10	0,535	0,28 0	0,185	0,015	0,004	0,002	0,001
	Температура в об'ємі ТК – 100 °С							
	Втрати тепла через ізоляцію – 14,0 Вт							
1. Коефіцієнт тепловіддавання від панелі до ТК, Вт/м ² ·К	4,1	5,4	6,1	6,7	719	948	1077	1171
2. Необхідна поверхня панелі, м ² ·10 ⁴	6820	1720	910	600	39	9,8	5,2	3,4
3. Довжина панелі, м	3,41	0,86	0,45 5	0,300	0,02	0,005	0,003	0,002

При розробці комбінованого холодильного агрегату з ТК важливо оцінити втрати тепла від робочого тіла ТК до навколишнього повітря у разі відключення додаткового нагрівача або відключення холодильника.

У цьому випадку буде спостерігатися нестационарний процес охолодження повітря чи води через ізоляцію ТК.

Проведемо розрахунок нестационарного процесу охолодження для води та для повітря.

Мінімальний характерний розмір камери становить 0,33 м.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі від робочого тіла в камері до навколишнього повітря. При розрахунку будемо використовувати результати, подані у таблиці 3.

Коефіцієнт теплопередавання дорівнює

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.27)$$

де α_1 та α_2 – коефіцієнти тепловіддавання, відповідно, від внутрішнього об'єму до ізоляції та від ізоляції до зовнішнього повітря, Вт/(м²·К); $\delta_{\text{із}}$ – товщина ізоляції.

Для повітря:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,08}{0,02} + \frac{1}{7}} = 0,23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Для води:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{0,08}{0,02} + \frac{1}{7}} = 0,24 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Критерій Біо:

$$Bi = \frac{K \cdot \delta}{\lambda}, \quad (3.28)$$

де δ – половина лінійного розміру ТК, $\delta = 0,165$ м.

Критерій Фур'є:

$$F_0 = \frac{\alpha \cdot \tau}{\delta^2}. \quad (3.29)$$

Теплофізичні характеристики [17]:

Повітря	Води
$\lambda=0,0296$ Вт/м·К;	$\lambda = 0,668$ Вт/м·К;
$\alpha =28,6 \cdot 10^{-6}$ м ² /с	$\alpha = 16,3 \cdot 10^{-8}$ м ² /с

Критерій Біо для повітря:

$$Bi = \frac{0,23 \cdot 0,165}{0,0296} = 1,28,$$

для води:

$$Bi = \frac{0,24 \cdot 0,165}{0,668} = 0,06.$$

Результати розрахунків температури в середині ТК наведено у таблиці 3.3.

Аналіз таблиці 4 показує, що у разі використання у якості робочого тіла ТК повітря, його охолодження йде в 32 рази швидше, ніж у випадку з водою при початковій температурі 50 °С, а при початковій температурі 70 °С – швидше в 11 разів. З цього можна дійти висновку, що при використанні ТК для нагрівання води ізоляція може бути частково зменшена.

Таблиця 3.3 – Температура в обсязі ТК

Повітря				Вода			
Час, хв				Час, хв			
1	5	10	15	1	15	30	60
Початкова температура ТК – 50°С							
50	44	38	34	50	49, 5	48, 5	47, 9
Початкова температура ТК – 70°С							
70	60	50	42	70	67, 5	66, 5	65, 0

3.3. Висновки з розділу 3

На підставі результатів проведених досліджень зроблено такі висновки:

1. Теплова потужність, що відводиться в процесі проведення випробувань АХА з ДФТС, закріпленого на підйомній магістралі дефлегматора, не перевищувала 7 Вт, а в середньому становила 3...5 Вт.

2. Величини теплового потоку, що відводиться з дефлегматора АХА за допомогою ДФТС, достатньо тільки для підтримки в ТК температури на рівні 50 °С,

3. Для підтримки в ТК рівня температур 70 °С та 100 °С потрібні додаткові енерговитрати.

3. Величина додаткових енерговитрат для 70 °С становить 3,5 Вт, а для 100 °С – 8,7 Вт. При цьому добові енерговитрати холодильника зростуть відповідно на 4,9 % та 12,3 %.

5. При повному використанні теплоти дефлегмації для обігріву ТК можливе забезпечення її теплових режимів у діапазоні температур 50...100 °С.

6. У разі використання в якості робочого середовища ТК повітря, виникають проблеми при теплопередаванні від конденсатора ДФТС до внутрішнього об'єму камери. У цьому випадку необхідно підтримувати перепад температур між нагрівальною панеллю і повітрям в ТК близько 25...35 °С, а величина панелі повинна становити не менше 0,200×0,285 м (висота×ширина).

7. У разі використання води в якості робочого середовища ТК доцільно використовувати нагрівальні панелі заввишки 0,2 м, шириною 0,02...0,03 м. Для інтенсифікації процесів теплопередавання при нагріванні води, нагрівальну панель необхідно розташовувати в нижній частині ТК.

8. У разі використання повітря в ТК, його охолодження через втрату тепла до навколишнього повітря йде в 32 рази швидше, ніж при використанні води при початковій температурі 50 °С і в 11 разів швидше при початковій температурі 70 °С.

Зокрема, було показано, що зона теплового контакту випарника ДФТС та дефлегматора АХА повинні розташовуватися на рівні температур підйомної ділянки дефлегматора від 150...170 °С до 50...70 °С.

Різниця температур дана для різних умов експлуатації. Найменша температура при 25 °С зовнішнього повітря, а більша – при 32 °С.

У зв'язку з цим у подальших розробках доцільно знайти спосіб досягнення відповідних умов в одному апарату при роботі в широкому діапазоні параметрів зовнішнього повітря.

РОЗДІЛ 4 ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Досвід проведення експериментальних та теоретичних досліджень дозволив запропонувати нові перспективні технічні рішення.

4.1 Конструкція комбінованого побутового абсорбційного холодильного приладу із вбудованим дефлегматором

На рис 4.1 наводиться перспективна конструкція комбінованого побутового приладу, в якому можна максимально використовувати теплоту дефлегмації абсорбційного холодильного циклу. Це досягається за рахунок повного розміщення підйомної гілки дефлегматора в об'ємі теплової камери 2, вертикальну підйомну ділянку дефлегматора не закривають тепловою ізоляцією.

Для реалізації такої технології теплова камера 2 розміщується з боку генераторного вузла АХА і висотою і глибиною повністю відповідає габаритам холодильної шафи 1. Робота такого комбінованого приладу здійснюється наступним чином:

При подачі теплового навантаження на генераторний вузол АХА 6 здійснюється генерація переважно парів аміаку з одночасним збідненням міцного водоаміачного розчину.

Парова водоаміачна суміш піднімається у верхню частину генераторного вузла 6 і підходить у підйомну гілку дефлегматора 7, а збіднений по аміаку «слабкий» ВАР надходить каналом 13 у верхню частину абсорбера 11.

У дефлегматорі 7 відбувається переважно конденсація пари висококиплячого компонента (води) з виділенням теплоти фазового переходу. Так як дефлегматор 7 має безпосередній контакт з корисним об'ємом теплової камери 2, відбувається постійний прогрів внутрішнього повітря. У верхній частині теплової камери температура максимальна, а в нижній частині

мінімальна, з урахуванням такого природного розподілу температур встановлюються розділюючі полички 3.

У верхній частині дефлегматора 7 відбувається повне очищення пари аміаку від пари води.

Чистий пар аміаку надходить у конденсатор 8, де скраплюється з відведенням теплоти фазового переходу в навколишнє середовище. Для підвищення ефективності теплоізоляції конденсації на конденсаторі встановлюють вертикальні ребра.

З конденсатора 8 рідкий аміак стікає у випарники 9 і 10. У випарнику 9 НТО 5 температура випаровування аміаку мінімальна, а випарнику 10 ХК 4 - максимальна. Випаровування аміаку відбувається в парогазове середовище (водень) з подальшим зростанням його парціального тиску.

Насичена аміаком парогазова водоаміачна суміш за рахунок більшої щільності опускається в абсорбер 11, де зустрічається з потоком слабкого ВАР, що надходить по каналу 13. В результаті контактної взаємодії слабкого ВАР і водневої аміачної суміші відбувається абсорбція пари аміаку.

Очищена від пари аміаку бідна парогазова суміш надходить назад у верхню частину випарника, а насичений аміаком (міцний) ВАР прямує через ресивер 12 в генераторний вузол 6 та цикл роботи повторюється.

Таким чином, у запропонованій конструкції з високою енергетичною ефективністю вирішуються завдання як низькотемпературної, так і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів та харчової сировини.

4.2 Комбінований абсорбційний холодильний прилад з контуром природньої циркуляції

Аналіз відомих технічних рішень щодо організації перенесення тепла між джерелом тепла та теплообмінником [18] показав, що найбільш ефективними є системи з безпосереднім підігрівом об'єкта впливу (продукту).

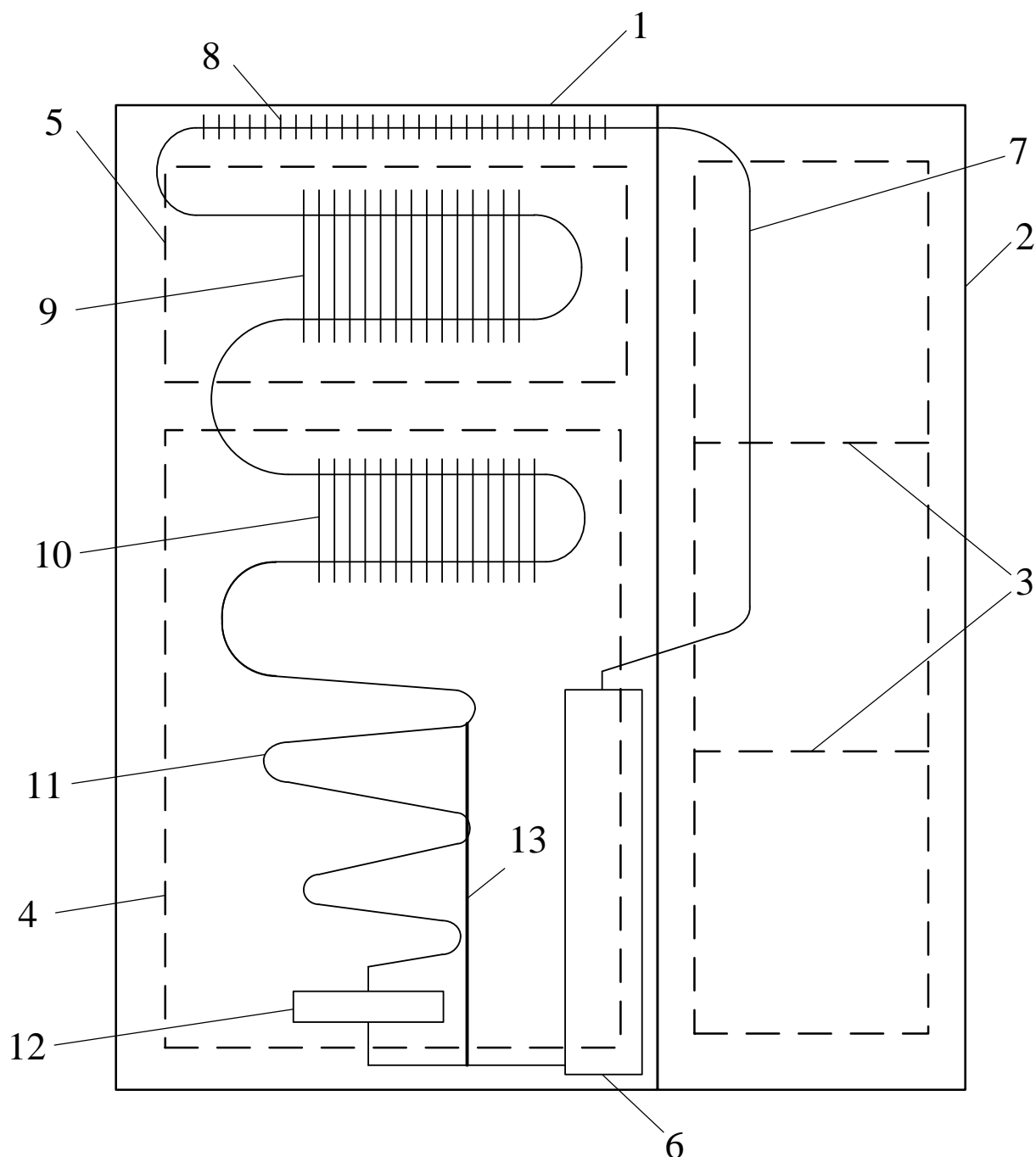


Рис. 4.1 Перспективна конструкція комбінованого побутового абсорбційного холодильного приладу:

1 – корпус камер охолодження; 2 – корпус теплової камери; 3 – полиці теплової камери; 4(5) – ХК(НТО); 6 – генераторний вузол; 7 – підйомна магістраль дефлегматора; 8 – конденсатор; 9(10) – випарник НТО(ХК); 11 – абсорбер; 12 – ресивер міцного розчину; 13 – канал слабкого ВАР

У зв'язку з цим передбачається наступна конструкція комбінованого побутового абсорбційного холодильного приладу (рис. 4.2).

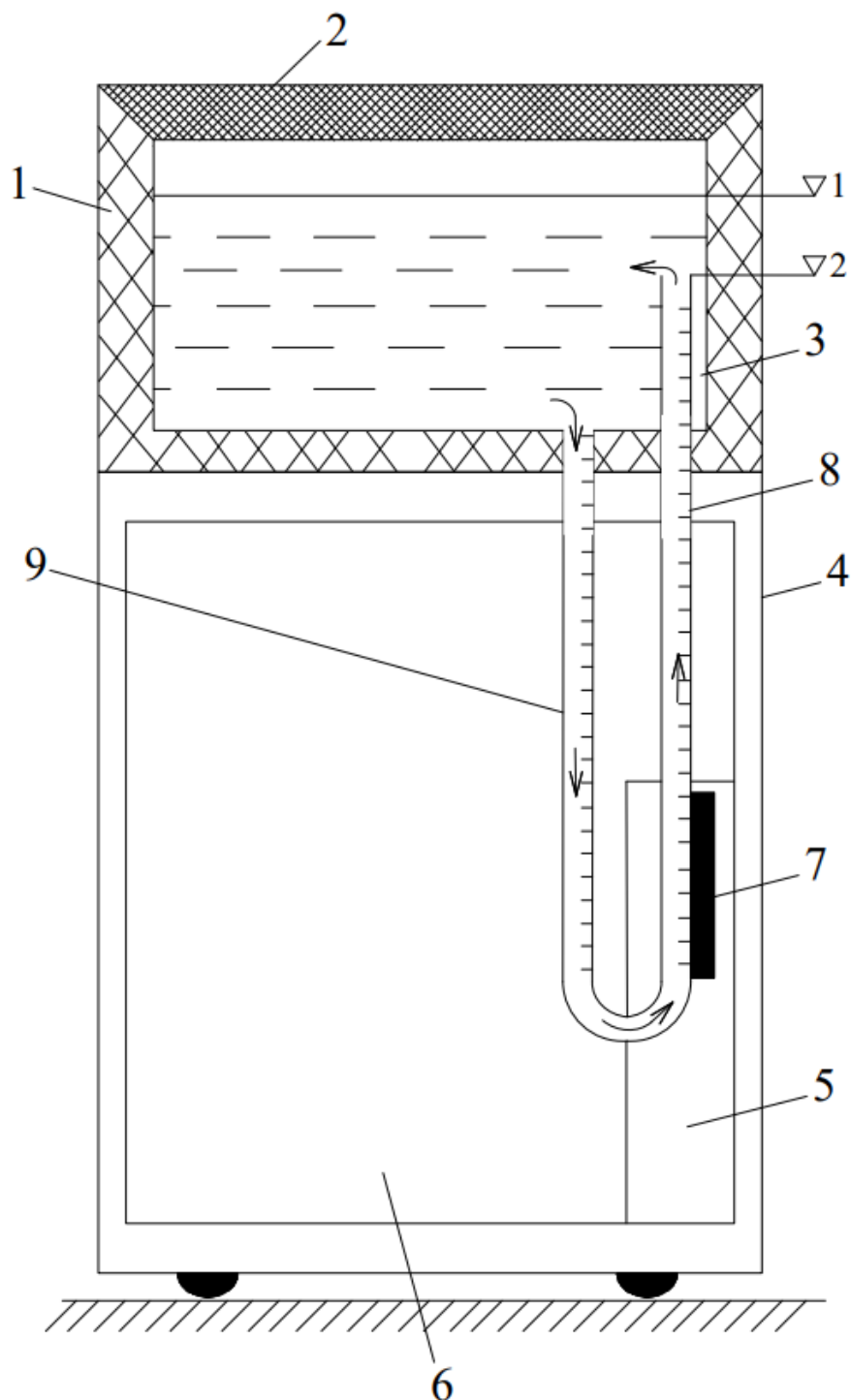


Рис. 4.2 Схема комбінованого абсорбційного холодильного приладу з безпосереднім нагріванням рідини в тепловій камері: 1 – теплова камера; 2 – кришка теплової камери; 3 – рідина; 4 – камери охолодження; 5 – генераторний вузол; 6 – АХА; 7 – зона підводу тепла до циркуляційного контуру; 8 (9) – підйомна (опускна) магістраль контуру природної циркуляції

Запропонована схема підігріву найефективніша для рідинної теплової камери.

Теплова камера 1 встановлюється зверху камер 4 охолодження побутового холодильного приладу. Вона виконана у вигляді коробки з верхньою кришкою 2. Всі огорожувальні конструкції 1 камери теплоізовані. Камера 1 заповнюється рідиною (водою) 3 рівня $\nabla 1$.

На задній стінці камер охолодження 4 розташовані теплорозсіювальні елементи АХА 6 з вузлом генераторним 5.

Для безпосереднього підігріву води 3 теплової камери 1 організований контур природної циркуляції з підйомною 8 і опускною 9 магістраллю.

Нижня частина підйомної магістралі 8 пов'язана в тепловому відношенні з джерелом 7 тепла (скидного тепла дефлегмації).

Вхід до опускної магістралі 9 знаходиться на рівні дна теплової камери, а вихід підйомної магістралі 8 знаходиться нижче рівня $\nabla 1$, тобто $\nabla 1 > \nabla 2$.

Робота запропонованої конструкції комбінованого побутового абсорбційного приладу здійснюється в такий спосіб.

При підведенні теплового навантаження генераторний вузол 5 здійснює генерацію пари, що містить переважно пар холодильного агенту -аміаку. Парова водоаміачна суміш надходить у дефлегматор, де очищується від пари води та нагрівається в конденсаторі АХА. У конденсаторі пар аміаку скраплюється з відведенням теплоти у довкілля.

У дефлегматорі АХА також відбувається конденсація. При цьому конденсат (флегма) складається переважно з води (висококиплячого компонента).

У запропонованому пристрої теплота дефлегмації не відводиться в навколишнє середовище, а за допомогою спеціально організованого теплового зв'язку 7 прямує в контур природної циркуляції підйомну магістраль 8.

Вода в магістралі 8 підігрівається, густина її знижується і вона піднімається у верхню частину теплової камери 1. Одночасно по опускній магістралі 9 холодна

вода з нижньої частини теплової камери 1 подається в зону нагрівання 7 і циркуляційний цикл повторюється.

Таким чином, у запропонованій конструкції за рахунок мінімізації числа контактних термічних опорів здійснюється максимально ефективний процес нагрівання води за допомогою непрямої теплоти дефлегмації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу.

Такий принцип роботи може теоретично використовуватися й у повітряних теплових камерах, проте низька ефективність процесів конвективного теплообмінника із боку повітря дозволяє працювати у режимі природної конвекції в контурі циркуляції.

Проте вирішити проблему можна за допомогою міні-вентиляторів, що працюють, наприклад, від термоелектричного генератора [17] електричного струму.

Для роботи такого електрогенератора можна використовувати різницю температур між повітрям навколишнього середовища, що існує при реалізації абсорбційного холодильного циклу. ($10 \dots 32^{\circ}\text{C}$ [24]) та дефлегматором ($50 \dots 170^{\circ}\text{C}$ [4]).

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі було розроблено та обґрунтовано комбіновані абсорбційні холодильні прилади на базі абсорбційних холодильних агрегатів. Такі комбіновані системи дозволяють розширити можливості побутової техніки шляхом суміщення в одному приладі функцій охолодження та нагріву без додаткових витрат енергії за рахунок утилізації скидного тепла дефлегмації абсорбційного холодильного циклу.

В ході дисертаційної роботи були отримані наступні результати, які дозволяють розробникам створювати таку енергозберігаючу та багатофункціональну побутову техніку:

1. В процесі експериментальних досліджень показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад, що містить у своєму складі як камери з низькими температурами, так і теплову камеру, можна створити на базі вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу «Кристал-408» АШ-150 з мінімальними технологічними доробками.

2. Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та теплової камери. Визначено найбільш раціональне місце відведення скидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів теплової камери. Підібраний ДФТС завдовжки 1530 мм та діаметром 10×1 мм. Теплоносій – етиловий спирт. Зона конденсації становила 385 мм. Теплова камера має об'єм 35 дм³ і вписувалася в габарити холодильної шафи холодильнику «Кристал-408» АШ-150.

3. У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в тепловій камері може бути досягнута температура порядку 40 °С при одночасному забезпеченні нормативних теплових режимів в камерах охолодження (НТО – близько мінус 18 °С, ХК – 0...2 °С) в "жорсткому" режимі експлуатації (температура зовнішнього повітря 32 °С).

4. При завантаженій тепловій камері (залита 30 дм³ води) проведено дослідження з додатковим електронагрівачем потужністю 195 Вт, який забезпечував початковий підігрів води. Було показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловою камери, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Показано, що нагрівання води до 35 °С за рахунок утилізації тепла дефлегмації та роботи ДФТС може бути здійснене за добу за початкової температури води 23,7 °С.

5. В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою. Воно становило 1,43 кВт·год, що у 6,9 % менш, ніж в абсорбційному холодильного приладу у традиційному виконанні.

6. Запропоновано новий енергозберігаючий спосіб роботи генератора АХА. Для часткової компенсації теплових втрат з підйомної частини, запропоновано встановити додаткову теплову трубу. Показано, що такий спосіб роботи легко може бути реалізованим та дозволяє економити до 7...8 % теплового навантаження, що підводиться.

7. З урахуванням одержаних результатів експериментальних досліджень проведено моделювання теплових режимів дефлегматора та ДФТС. За основу математичної моделі обрано температурний режим продуктів теплової камери в режимі нестационарного підведення тепла. Було показано, що зона контакту ДФТС та дефлегматора АХА повинна розташовуватися на підйомній ділянці дефлегматора в зоні температур 50...150 °С за температури зовнішнього повітря 32 °С і 70...170 °С при температурі 25 °С.

8. З урахуванням досвіду експериментальних досліджень та моделювання було проведено інженерні розрахунки типових теплових камер з визначенням параметрів системи підведення тепла та необхідних теплових режимів дефлегматора АХА.

9. Запропоновано перспективна конструкція комбінованого побутового приладу, в якому можна максимально використовувати теплоту дефлегмації

абсорбційного холодильного циклу за рахунок повного розміщення підйомної гілки дефлегматора в об'ємі теплової камери.

10. Запропоновано перспективну конструкцію комбінованого абсорбційного побутового приладу з безпосереднім підігрівом робочого середовища в тепловій камері за рахунок створення циркуляційного контуру робочого середовища та теплового контакту із зоною дефлегмації.

11. Розроблені в рамках дисертаційної роботи нові конструкції побутової холодильної техніки були адаптовані під технологічні можливості сучасних підприємств енергомашинобудування, зокрема ТОВ "ЗОНТ", Одеса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамбаєв Д.Б., Тітлов О.С. Вдосконалення енергетичних характеристик генераторів абсорбційних холодильних агрегатів. Холодильна техніка та технологія. 2021. 54 (2), 31—42.
2. Адамбаєв Д.Б. Розробка систем охолодження морських і річкових суден на базі АВХА з вторинними джерелами теплової енергії : дис... на здобуття наукового ступеня доктора філософії : 21.12.2021, Одеса. 185 с. <https://ontu.edu.ua/download/dissertation/phd/Disser/2021/Disser-PhD-Adambayev.pdf>
3. Бошкова, І., Волгушева, Н., Бошков, Л., Бондаренко, О., & Гречановський, А. (2023). Аналітичне дослідження процесу сушіння цеолітів у мікрохвильовому полі. *Refrigeration Engineering and Technology*, 59(2), 136-142.
4. Бошкова, І., Волгушева, Н., Бошков, Л., Бондаренко, О., & Гречановський, А. (2023). Сучасні тенденції використання термохімічних акумуляторів теплоти сонячної енергії на прикладі цеолітів. *Refrigeration Engineering and Technology*, 59(1), 66-72.
5. Бошкова, І., Волгушева, Н., Бошков, Л., & Потапов, М. (2022). Тепловий розрахунок плоского сонячного колектора-водонагрівача. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(3), 156-165.
6. Волгушева Н. В., Мукмінов І. І., Бондаренко О. С., Паскаль О. А. Вивчення перспектив застосування цеолітів для теплових акумуляторів Холодильна техніка та технологія. Розділ 3. Енергетика та енергозбереження. 57 (3), 2021. – с. 4-10.
7. Біленко Н.О., Тітлов О.С. Розробка абсорбційних холодильних агрегатів на низькопотенційних джерелах теплової енергії. Холодильна техніка та технологія. 2021. № 57(1). С. 13—25.
8. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2021). Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів. Холодильна техніка та технологія, 57(3), 126-137. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2163>.

9. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2023). Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 59(1), 14-31. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616>
10. Гратій Т.І. Розробка схемних рішень системи комбінованої термічної обробки продуктів у апаратах побутової техніки: збірник матеріалів XII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя, 3 жовтня - 5 жовтня 2019 року. – Одеса: ФОП Бондаренко М. О., 2019. – С. 414.
11. Гратій Т.І., Тітлов О.С. Використання скидного тепла побутових холодильних приладів для розширення їх функціональних можливостей: матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23-25 вересня 2021. – Одеса: 2021. – С.145-148.
12. Гратій Т.І. Визначення експериментальних характеристик комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою: збірник матеріалів XV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя (до 120-річчя Одеського національного технологічного університету), 6 жовтня – 8 жовтня 2022 року. Одеса: ОНТУ, 2022. – С.274-275.
13. Деклараційний патент на винахід № 59825А України, МКИ F25 В13/00. Холодильна камера/ О.С. Тітлов, О.Б. Василів, М.Д. Захаров, Р.М. Проць – № 20021210411. Заявл. 23.12.2002. Опубл. 15.09.2003. Бюл. № 9.
14. Деклараційний патент № 47751А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Комбінований абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів, С.В. Вольневич (Україна) – №2001096073. Заявл. 04.09.2001. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.
15. Деклараційний патент № 47752А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів (Україна). – № 2001096076. заявл. 04.09.01. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.

16. Деклараційний патент № 47753А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів (Україна) – № 2001096077. заявл. 04.09.01. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.
17. Деклараційний патент № 47755А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Теплоізоляційний кожух генераторного вузла абсорбційно-дифузійних холодильних машин / М.Д. Захаров, О.С. Тітлов, О.Б. Василів (Україна). – № 2001096080. заявл. 04.09.02. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.
18. Деклараційний патент № 47757А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Абсорбційно-дифузійна холодильна машина / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів (Україна). – № 2001096082. заявл. 04.09.01. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.
19. Деклараційний патент № 47866А Україна, МПК7 F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів, С.В. Вольневич (Україна). – № 2001106933. заявл. 11.10.01. опубл. 15.07.02. Бюл. № 7.
20. Деклараційний патент № 47867А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів (Україна) – № 2001106934. заявл. 11.10.01. опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
21. Деклараційний патент № 49232А Україна, МПК7 F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О.С. Тітлов, М.Д. Захаров, О.Б. Василів (Україна) – № 2001096075. заявл. 04.09.01. опубл. 16.09.02. Бюл. № 9.
22. Деклараційний патент № 56883А Україна, МПК7 F 25 В1 5/10. Абсорбційний холодильник / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, М.Д. Захаров (Україна). – № 2002108365. заявл. 22.10.02. опубл. 15.05.03. Бюл. № 5.
23. Деклараційний патент на корисну модель № 13857 Україна, МПК(2006) F 25 В 15/02. Абсорбційно-дифузійний холодильний агрегат / Г.Ф. Смірнов, О.С. Тітлов, О.Ю. Кагальський, В.С. Кіров (Україна). – № 200510473. заявл. 07.11.2005. опубл. 17.04.2006. Бюл. № 4.
24. Деклараційний патент на корисну модель № 13910 Україна, МПК(2006) F 25 В 15/02. Абсорбційно-дифузійний холодильний агрегат / Г.Ф. Смірнов, О.С. Тітлов, О.Ю. Кагальський, В.С. Кіров (Україна). – № 200510724. заявл. 07.11.2005. опубл. 17.04.2006. Бюл. № 4.

25. Деклараційний патент на корисну модель № 18248 Україна, МПК(2006) F 25 В 15/00. Спосіб роботи абсорбційного холодильника / О.С. Тітлов, С.Д. Патюков (Україна). – № 200601031. заявл. 03.02.2006. опубл. 15.11.2006. Бюл. № 11.
26. Деклараційний патент на корисну модель № 18462 Україна, МПК(2006) F 25 В 15/10. Абсорбційно-дифузійний холодильний агрегат / О.С. Тітлов, Ю.О. Очеретяний, М.Д. Захаров (Україна) – № 200604813. заявл. 03.05.2006. опубл. 15.11.2006. Бюл. № 11.
27. Дорошенко В.М., Тітлов О.С., Сагала Т.А., Біленко Н.О. Основи наукових досліджень. Одеса. 2019. 158 с.
28. ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ІЕС 335-2-24-84). Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови. – Взамін ГОСТ 16317-87; Введ. 20.07.95. К: Держстандарт України, 1996. 35 с.
29. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань. – Введено вперше 20.07.95. К.: Держстандарт України, 1996. 22 с.
30. Захаров М.Д. Розробка нових схем та дослідження елементів конструкцій апаратів для первинної термічної обробки та збереження харчових продуктів / М.Д. Захаров, О.С. Тітлов, Н.В. Рева, С.І. Лозовський, С.В. Вольневич, В.В. Завертаний // Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технол. – 1995. – № 15. – С.119 – 127.
31. Захаров М.Д. Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки / М.Д. Захаров, О.С. Тітлов, Ю.С. Ботук, О.Б. Василів, Н.В. Рева // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 167 – 175.
32. Лавренченко, Г. К., Кравченко, М. Б., & Грудка, Б. Г. (2019). Термодинамічне дослідження нового циклу для виробництва енергії, холоду і тепла. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(4), 217-226.
33. Низькопотенційна енергетика /А. О. Редько та ін.; Харків: ТОВ "Друкарня Мадрид", 2016. 412 с.

34. Очеретяний Ю.О., Тітлов О.С. Експериментальні дослідження транспортного абсорбційного холодильного приладу // Холодильна техніка та технологія, 55 (5-6). 2019. С. 255-262. doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1658>.
35. Патент 0323820 EP, МКИ F25B 49/00, F25B 15/10. Arrangement for preventing freezing of the working medium in absorption refrigerating apparatus / M.T. Walfridson, S.H. Farndahl. – №88850422.2; Заявл. 14.12.88; Опубл. 12.07.89, Bulletin 89/28.
36. Пат. 4126014 США, МКИ F25 B 27/00, F25 B15/00, F24 J 3/02. Absorption refrigerator with solar system / Т. Кей. – № 795000; Заявл. 09.05.77; Опубл. 21.11.78.
37. Пат. 19328 Україна, МКИ F25 B15/10. Абсорбційний холодильник / Н.Ф. Хоменко, Г.М. Оліфер, А.С. Тітлов (Україна) – № 95321331, Заявл. 03.04.91; Опубл. 25.12.97, Бюл. № 6.
38. Патент на винахід № 111387 Україна, МПК F25B 15/10 (2006/01). Спосіб управління абсорбційним холодильним приладом / О.С. Тітлов, І.М. Іщенко (Україна). – № а 2014 06025; заявл. 02.06.2014; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.
39. Прилади холодильники побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань: ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). [Чинний від 1995-7-20]. К.: Держстандарт України, 1996. 22 с. (Національний стандарт України).
40. Термоелектричний генератор. URL: <http://ite.inst.cv.ua/pdf/>. (дата звернення: 28.05.2023).
41. Тітлов О.С. Універсальне обладнання для первинної обробки м'ясних та молочних продуктів / О.С. Тітлов, Н.В. Рева, С.В. Вольневич // Харчова та переробна промисловість. – 1992. – №8. – С. 29-30.
42. Тітлов О.С. Побутові холодильники для фермерських та селянських господарств / О.С. Тітлов, В.В. Завертаний, О.Б. Василів // Техніка АПК. – 1995. – № 4. – С.31-32.
43. Тітлов О.С. Розробка побутових апаратів на базі абсорбційно-дифузійних холодильних машин / О.С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1996. – № 16. – С. 228-235.

- 44.Тітлов О.С. Методика розрахунку термодинамічних параметрів циклу абсорбційно-дифузійних холодильних машин (АДХМ)/ Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. 1997. № 17. С. 272-276.
- 45.Тітлов О.С. Розробка побутової абсорбційної холодильної техніки різного функціонального призначення з використанням сучасних технологій / О.С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 266-272.
- 46.Тітлов О.С. Сучасні тенденції розвитку побутової абсорбційної холодильної техніки / О.С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1998. – № 18. – С. 205-208.
- 47.Тітлов О.С., Василів О.Б. Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах ЄЕС/ Ринок інсталяційний. 1998. № 9. С.18-20.
- 48.Тітлов О.С. Нові апарати для первинної термічної переробки та зберігання харчових продуктів / О.С. Тітлов, О.Б. Василів, Д.С. Тюхай // Техніка АПК. – 1998. – № 1. – С.14.
- 49.Тітлов О.С. Оптимізація режимів роботи абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення / О.С. Тітлов, Д.С. Тюхай, О.Б. Василів, О.В. Мазур // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2003. – № 26.– С. 208-213.
- 50.Тітлов О.С. Конструкції абсорбційних холодильників у складі безперервного холодильного ланцюга / О.С. Тітлов, С.М. Кудашев, В.В. Яковлева //Аграрний вісник Причорномор'я. Технічні науки. – 2009. – № 48. – С. 164-172.
- 51.Тітлов О.С., Захаров М.Д. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2009. № 35. Т.1. С. 113-127.
- 52.Тітлова О.О. Водорослі як альтернативне джерело енергії. Холодильна техніка та технологія. 2014. 50(1). С. 34-44.

- 53.Тітлов О. С., Осадчук Є.О., Цой О. П., Алімкешова А. Х., Джамашева Р. А. Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і непридатних джерел теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т.55. – № 2. – С. 84-96. doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i2.1357>.
- 54.Тітлов О.С., Гратій Т.І., Біленко Н.О. Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія. 2019. 55 (5-6). – С. 293-303. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1659>.
- 55.Тітлов О.С., Гратій Т.І. Розробка побутових комбінованих приладів – абсорбційних холодильників з тепловими камерами: матеріали 80-ї наукової конференції викладачів ОНАХТ (7 – 8 травня 2020 р.). Одеса: ОНАХТ, 2020. – С. 280-282.
- 56.Тітлов О.С., Гратій Т.І., Приймак В.Г., Козонова Ю.О. Розробка побутових комбінованих приладів з утилізацією скидного тепла холодильного циклу: матеріали Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» Одеса: ОНАХТ, 2020. – С.114-115.
- 57.Тітлов, О., & Гратій, Т. (2022). Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 58(4), 204-215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569>
58. Тітлов, О., Бошкова, І., Дорошенко, В., Світлицький, В., Сагала, Т., & Морозов, О. (2021). Аналіз енергетичних перспектив охолодження природного газу в магістральних газопроводах за допомогою абсорбційних холодильних машин. Refrigeration Engineering and Technology, 57(3), 147-157.
- 59.Тюхай Д. С. Пошук енергозберігаючих режимів роботи абсорбційне-дифузійної техніки на базі уніфікованої АДХМ. Наукові праці ОНАХТ. 1999. Вип. 20. – С.229-234.
- 60.Хобін В.А., Тітлова О.О. Автоматизоване робоче місце для дослідження процесів управління АДХМ. Наук. праці ОНАХТ. 2009. Т. 2. Вип. 36. С. 254-258.
- 61.Чумак І. Г., Старчевський І.П., Кочетов В.П. Концепція створення сучасної системи зберігання сільськогосподарської продукції в Україні. Холодильна техніка та технологія. 2000. № 65. С. 10-15.

62. Adambayev Daniyorbek, Titlov Oleksandr. Analysis of test results of a household absorption refrigerating appliance on an electric and gas source of thermal energy. Technology audit and production reserves. 2021. 5/2. 36-40.
63. Acuña A., Velazquez N., Cerezo J. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant. Applied Thermal Engineering. 2013. № 51. P. 1273-1281. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.046>
64. Abdullah Yildiz, Mustafa Ali Erzöz, Bengi Gözmen. Effect of insulation on the exergy performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems. International Journal of Refrigeration. 2014. № 54. P. 161-167.
65. Abdullah Yildiz. Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering. 2016. 99. P. 23-32.
66. Adambayev D., Titlov A. Analysis of test results of a household absorption refrigerating appliance on an electric and gas source of thermal energy. Technology Audit and Production Reserves. 2021. 4/1 (60). 18–22. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237173>
67. ADJIBADE Mohamed Izzedine Serge, THIAM Ababacar, AWANTO Christophe, AZILINON Dorothé. Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas. Case Studies in Thermal Engineering. 2017. Vol.10. P. 255 – 261. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.07.004>
68. Adjibade Mohamed Izzedine Serge, Thiam Ababacar, Awanto Christophe, Ndiogou Baye A., Sambou Vincent. Dynamic investigation of the diffusion absorption refrigeration system NH₃-H₂O-H₂. Case Studies in Thermal Engineering. 2017. Vol. 10. P. 468 – 474. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.10.006>
69. Adnan Sozen, Engin Ozbas, Tayfun Menlik, M. Tarik Cakir, Metin Guru, Kurtulus Boran. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study. Applied Thermal Engineering, 2012. № 33-34, 44-53. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.009>
70. Adnan Sözen, Engin Özbaş, Tayfun Menlik, M. Tarık Çakır, Metin Gürü, Kurtuluş Boran. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system

- with alumina nanofluids: An experimental study. *International Journal of Refrigeration*. 2014. Vol. 44. P. 73 – 80. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.018>
71. Afshar O., Saidur R., Hasanuzzaman M., Jameel M. A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2012. Vol. 16. Issue 8. P. 5639 – 5648. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.016>.
72. Afzali Gorouh Hossein, Salmanzadeh Mazyar, Nasseriyani Pouriya Hayati, Diogo Cabral Abolfazl, Gomes João, Karlsson Björn. Thermal modelling and experimental evaluation of a novel concentrating photovoltaic thermal collector (CPVT) with parabolic concentrator. *Renewable Energy*. 2022. Vol. 181. P. 535 – 553. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.09.042>
73. Almasri Radwan A., Abu-Hamdeh Nidal H., Esmail Khaled Khodary, Suyambazhahan S. Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle, technology, and applications. *Alexandria Engineering Journal*. 2022. Vol. 61. Issue 1. P. 367 – 402. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.005>.
74. Alsagri Ali Sulaiman, Alrobaian Abdulrahman A., Almohaimeed Sulaiman A. Concentrating solar collectors in absorption and adsorption cooling cycles: An overview. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 223. 113420. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113420>
75. Alsaqoor Sameh, AlQdah Khaled S. Performance of a Refrigeration Absorption Cycle Driven by Different Power Sources. *Smart Grid and Renewable Energy*. 2014. Vol. 5. № 7. <http://dx.doi.org/10.4236/sgre.2014.57015>
76. Alsaqoor Sameh, AlQdah Khaled S. Performance of a Refrigeration Absorption Cycle Driven by Different Power Sources. *Smart Grid and Renewable Energy*. 2014. Vol. 5. № 7. P. 161 – 169. <http://dx.doi.org/10.4236/sgre.2014.57015>
77. Aman Julia, Henshaw Paul, Ting David S-K. Bubble-pump-driven LiBr-H₂O and LiCl-H₂O absorption air-conditioning systems. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 316 – 322. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.022>
78. Ammonia Absorption Refrigerators URL: <http://www.sundancecustomrv.com/> (дата звернення: 25.05.2023).

79. Aramesh Mohamad, Pourfayaz Fathollah, Haghiri Mehdi, Kasaeian Alibakhsh and Ahmad Mohammad H. Investigating the effect of using nanofluids on the performance of a double-effect absorption refrigeration cycle combined with a solar collector. *Power and Energy*. 2020. Vol. 234(7) P. 981–993.
80. Bedecarrats J. P., Strub F., Falcon B. and Dumas J. P. Phase-change thermal energy storage using spherical capsules: performance of a test plant. Elsevier. 1996. Vol. 19. № 3. P. 187 – 196
81. Behar Omar. Solar thermal power plants – A review of configurations and performance comparison. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 92. P. 608 – 627. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.102>
82. Bellos Evangelos, Chatzovoulos Ion, Tzivanidis Christos. Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021. Vol. 23. 100885. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100885>.
83. Benhmidene Ali, Chaouachi Bechir. Investigation of pressure drop in the bubble pump of absorption-diffusion cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 161. 114101. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114101>
84. Benhmidene Ali, Hidouri Khaoula, Chaouachi Béchir, Gabsi Slimane, Bourouis Mahmoud. Experimental investigation on the flow behavior in a bubble pump of diffusion absorption refrigeration systems. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2016. Vol. 8. P. 1 – 9. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.04.002>
85. Berdasco M., Vallès M., Coronas A. Thermodynamic analysis of an ammonia/water absorption–resorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 103. P. 51 – 60. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.023>.
86. Bhaveshkumar Kantilal Kanabar, Bharkumar Maganbhai Ramani. Energy and Exergy Analysis of Vapour Absorption Refrigeration Cycle—A Review. *The Institution of Engineers (India)*. 2016. 97(3). P. 479–491. [10.1007/s40032-015-0216-7](https://doi.org/10.1007/s40032-015-0216-7).

87. Bierling Bernd, Schmid Fabian, Spindler Klaus. Influence of different heating types on the pumping performance of a bubble pump. *Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 55. P. 67–79. <https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-017-2210-5>.
88. Bilenko Nataliia, Titlov Oleksandr. Improving energy efficiency of the systems for obtaining water from atmospheric air. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. 2/8 (110). 31-40. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.229545>.
89. Blytas George C., Daniels Farrington. Concentrated Solutions of NaSCN in Liquid Ammonia. Solubility, Density, Vapor Pressure, Viscosity, Thermal Conductance, Heat of Solution and Heat Capacity. American Chemical Society. Vol. 84. 11 April 1962. №7. P. 1075 – 1083. <https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ja00866a001>
90. Bourseau P. et Bugarel R. Rkfrigkation par cycle i absorption-diffusion: comparaison des performances des systbmes NH₃-H₂O et NH₃ -NaSCN. Butterworth & Co (Publishers) Ltd and IIR. *Int. J. Refrig*. 1986 Vol 9 July. P. 206 – 214.
91. Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert. Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. *Journal of Physics: Conference Series* 745, 2016, 032053. 1-8.
92. Buck Wilhelm Chr. Measurements of short-term flow processes in refrigerating systems. *International Journal of Refrigeration*. 1996. Vol. 19. № 3. P. 181-186. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0140700796000874>
93. Busso A., Franco J., Sogari N., Cáceres M. Attempt of integration of a small commercial ammonia-water absorption refrigerator with a solar concentrator: Experience and results. *International journal of refrigeration*. 2011. Vol. 34. Issue 8. P. 1760 – 1775. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.07.004>
94. Canan Cimsit, Ilhan Tekin Ozturk. Analysis of compression–absorption cascade refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol.40. P. 311 – 317. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.035>
95. Chan Keng Wai, McCulloch Malcolm. Analysis and modelling of water based bubble pump at atmospheric pressure. *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36. Issue 5. P. 1521 – 1525. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.03.011>

96. Chaves F.D., Moreira M.F.S., Koury R.N., Machado L., Cortez M.F.B.. Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 101. P. 136 – 147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.019>
97. Chen J., Kim K. J. and Herold K. E.. Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator. Elsevier. 1996. Vol. 19. № 3. P. 208 – 218.
98. Choi Hyung Won, Lee Jae Won, Kang Yong Tae. Experimental study on diffusion absorption refrigerator achieving 0.2 coefficient of performance using low global warming potential refrigerant and low-grade heat source. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 201. Part A. 25. 117803. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117803>
99. Clerxt M. and Trezekt G. J. Performance of an aqua-ammonia absorption solar refrigerator at sub-freezing evaporator conditions. *Solar Energy*. 1987. Vol. 39. № 5. P. 379 – 389.
100. Davenport Patrick, Ma Zhiwen, Schirck Jason, Nation William, Morris Aaron, Wang Xingchao, Lambert Matthew. Characterization of solid particle candidates for application in thermal energy storage and concentrating solar power systems. *Solar Energy*. 2023. Vol. 262. 111908. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.111908>
101. Dincer I., Ratlamwala T. A. Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*. 2016. 241-257.
102. Davenport Patrick, Ma Zhiwen, Schirck Jason, Nation William, Morris Aaron, Wang Xingchao, Lambert Matthew. Characterization of solid particle candidates for application in thermal energy storage and concentrating solar power systems. 2023. *Solar Energy*. Vol. 262. 111908. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.111908>
103. Fernández–Seara J., Vázquez M. Study and control of the optimal generation temperature in NH₃–H₂O absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. 2001. 21. 343-357.

104. Elarem R., Mellouli, Abhilash E., Jemni A. Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 125. P. 1320 – 1333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113>
105. Erhardt Alfred and Hahne Erich. TEST AND SIMULATION OF A SOLAR-POWERED ABSORPTION COOLING MACHINE. 1997. *Solar Energy* Vol. 59, № 4 – 6. P. 155 – 162.
106. Ersöz Mustafa Ali. Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems. 2015. Vol. 54. P. 10 – 21. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.013>
107. Ezzine N. Ben, Garma R., Bellagi A. A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on R124-DMAC mixture for solar cooling. *Energy*. 2010. № 35. P. 1874 – 1883.
108. Ezzine N. Ben, Garma R., Bourouis M., Bellagi A. Experimental studies on bubble pump operated diffusion absorption machine based on light hydrocarbons for solar cooling. *Renewable Energy* . 2010. № 35. P. 464 – 470
109. Gado Mohamed G., Ookawara Shinichi, Nada Sameh, El-Sharkawy Ibrahim I. Hybrid sorption-vapor compression cooling systems: A comprehensive overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021. Vol. 143. 110912. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110912>.
110. Garma R., Sioud D., Stiriba Y., Bourouis M., Bellagi A. Numerical Investigation of Void Fraction Distribution for Comparative. *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*. 2019. Vol.9. P. 29 – 36. <https://www.researchgate.net/publication/337362843>
111. Geppert Jasmin, Stamminger Rainer. Analysis of effecting factors on domestic refrigerators' energy consumption in use. *Energy Conversion and Management*. 2013. Vol. 76. P. 794 – 800. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.08.027>
112. Guarda Dario, Righetti Giulia, Longo Giovanni A., Zili Claudio, Mancin Simone. Experimental assessment of low temperature phase change materials (PCM) for refrigerating and air conditioning applications. *International Journal of*

Refrigeration. Available online 23 July 2023.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.07.016>

113. Gulatia Rahul, Reddy Ashwanth, Khullara Vikrant, Bhallaa Vishal, Tyagia Himanshu, Zhaob Yuebin, Lawb Edward & Taylorb Robert A. Enhancing the efficiency of absorption refrigeration cycle by 'seeding' nanoparticles directly in the working fluid. *International Journal of Environmental Studies*. 2013. P. 808 – 823.

<https://doi.org/10.1080/00207233.2013.798503>

114. Gutierrez F. Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation. *Solar Energy*. 1988. 40. 1. 17-23.

115. Guiseppe Starace, Lorenzo De Pascalis. An enhanced model for the design of Diffusion Absorption Refrigerators. *International Journal of Refrigeration*. 2013. № 36. 1495-1503.

116. Hratii T.I., Priymak V.G., Titlov O.S. Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: матеріали V-ї Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики». – Херсон: ПП "Резнік", 2020. – С.190-191.http://kntu.net.ua/Conference_APME.

117. Hratii T., O. Titlov O. Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: збірник тез доповідей XV International Scientific-Technical Conference. Kelce, 2020. – С.110-112.

118. Hratii T.I. Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber : матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності», Одеський національний технологічний університет, 13-14 квітня 2023 р. – Одеса: 2023. – С. 94-95.

119. Huminic Gabriela, Huminic Angel. Heat and mass transfer characteristics of the NH₃/IL + GNPs solution. *Journal of Molecular Liquids*. 2022. Vol.348. 118073.

<https://doi.org/10.1016/j.molliq.2021.118073>

120. Hassan H.Z., Mohamad A.A. A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2012. Vol. 16. Issue 7. P. 5331 – 5348. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.049>
121. Int J. Rejrig. Nouvelles de l'IIF. IIR News 1996 Vol. 19. No. 3. P. 151 – 159.
122. Ivanov Vitalii, Pavlenko Ivan, Liaposhchenko Oleksandr, Machado José, Edl Milan. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. Proceedings of the 3rd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2020, June 9–12, 2020, Kharkiv, Ukraine – Volume 2: Mechanical and Chemical Engineering*. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5>
123. Jacob J., Eiker U. Diffusions-Absorptionskältemaschinen. *Forschung und Entwicklung*. 2003. № 6. P. 11-12.
124. Jakob Uli, Eicker Ursula. Stationäre Simulation einer solar betriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine (DAKM). Conference: 14. Workshop Simulation Solarer Energiesysteme (DGS)At: Oldenburg, Germany. 2001.
125. Jakob Uli. New concepts and promising technologies. Conference: Sustainable Cooling Systems TECHbase Vienna 31st of March 2008.
126. Jakob Uli, Eicker Ursula. Solare Kühlung in Gebäuden. Published in the Proceedings of the 9th Energietag Rheinland-Pfalz, Bingen. FH Bingen - Transferstelle Bingen: 2006 September 21.
127. Jakob Uli, Eicker Ursula. SOLAR COOLING WITH DIFFUSION ABSORPTION PRINCIPLE. Published in the Proceedings of the 7th World Renewable Energy Congress. 29th June - 5th July 2002. Cologne, Germany
128. Jakob Uli, Eicker Ursula. Solar unterstützte, reversible Diffusions-Absorptions-Wärmepumpe für den Wohnungsbau. Conference: 22. Symposium Thermische SolarenergieAt: Bad Staffelstein, Germany. 2012
129. Jakob Uli. Neue Entwicklungen im Bereich der solaren Kühlung. Proceedings of the 2nd Energy Forum – Solararchitektur & Solares Bauen, 03. – 04.12.2007. Brixen, South Tyrol.

130. Jakob Uli. Nuove soluzioni nell'ambito del raffreddamento solare. Proceedings of the 2nd Energy Forum – Architettura & Edilizia Solare, 03.-04.12.2007, Brixen, South Tyrol.
131. Jakob Uli. Overview on Small Capacity Systems. Proceedings of the International Seminar Solar Air-Conditioning 11th June 2008. Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Munich, Germany.
132. Jakob Uli, Eicker Ursula, Taki Ahmad, Cook Malcolm. DEVELOPMENT OF AN OPTIMISED SOLAR DRIVEN DIFFUSION-ABSORPTION COOLING MACHINE. Proceedings of the ISES Solar World Congress 16th-19th June 2003. International Solar Energy Society (ISES), Göteborg, Sweden. ISBN 91-631-4740-8.
133. Jakob U., Eicker U., Schneider D., Taki A.H., Cook M.J. Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. Applied Thermal Engineering. 2008. Vol. 28. P. 1138 – 1150.
134. Jobrane Mariem, Kopmeier Achim, Kahn Aliza, Cauchie Henry-Michel, Kharroubi Adel, Penny Christian. Theoretical and experimental investigation on a novel design of wick type solar still for sustainable freshwater production. Applied Thermal Engineering. 2022. Vol. 200. 117648. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117648>
135. Kapici Erhan, Kutluay Emir, Izadi-zamanabadi Roozbeh. A novel intelligent control method for domestic refrigerators based on user behavior. International Journal of Refrigeration. 2022. Vol. 136. P. 209 – 218. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.01.017>.
136. Kayansayan N. Thermal design method of bayonet-tube evaporators and condensers. ELSEVIER. 1996. Vol. 19. № 3. P. 197 – 207.
137. Kholodkov A., Titlov A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. № 3. P. 31-40.
138. Kosoy Boris, Morozyuk Larisa, Psarov Sergii, Kukoliev Artem. Synthesis of scheme-cycle designs of absorption water-ammonia thermotransformers with extended

- degazation zone. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. 4(8(112)). P. 23 – 33. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238203>.
139. Koyfman A., M. Jelinek, A. Levy, I. Borde. An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids. Applied Thermal Engineering. 2003. № 23. P.1881-1894.
140. Kuznetsov Yu. Studies on corrosion resistance of coatings formed by plasma electrolytic oxidation on aluminum alloys / Yu. Kuznetsov, A. Kosenko, A. Lugovskoy, B. Kazansky, A. Titlow // The optimization of the composition, structure and properties of metals oxides, composites, nano and amorphous materials: proceedings of the Tenth Bi-National Israeli - Russian Bi-National Workshop 2011, Jerusalem, Israel, 2011, – P.P.297-303. http://www.ariel.ac.il/sites/conf/mmt/ws2011/Service%20files/pages/authors_index.htm.
141. Laguerre O., Derens E., Palagos B. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator. Int.J. Refr. 2002. 25. 5. 653-659.
142. Lazzarin R. M. Theoretical analysis of an open-cycle absorption heating and cooling system. Elsevier. 1996. Vol. 19. № 3. P. 160 – 167.
143. Lu Ding, Xu Qingyu, Chen Gaofei, Dong Xueqiang, Bai Yin, Gong Maoqiong, Zhao Yanxing, Shen Jun. Modeling and analysis of an ammonia–water absorption refrigeration system utilizing waste heat with large temperature span. International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 103. P. 180 – 190. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.008>
144. Manuel Conde-Petit. Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment. Zurich: M. Conde engineering, 2006. 38 p.
145. Lee Jin Ki, Lee Kyoung-Ryul, Kang Yong Tae. Development of binary nanoemulsion to apply for diffusion absorption refrigerator as a new refrigerant. Energy. 2014. Vol 78. P. 693 – 700. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.060>

146. Li Jianbo, Xu Shiming, Kong Xiangqiang, Liu Kai, Cui Fulin. Experimental study on absorption/compression hybrid refrigeration cycle. *Energy*. Vol. 168, 1 February 2019, P. 1237 – 1245. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.093>.
147. Lima Alvaro A. S., Gustavo de N. P. Leite, Alvaro A. V. Ochoa, Carlos A. C. dos Santos. Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. *Energies* 2021. 14. 48. <https://doi.org/10.3390/en14010048>
148. Maher Al-Maghalseh, Khamid Mahkamov. Methods of heat transfer intensification in PCM thermal storage systems: Review paper. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol.92. P. 62 – 94. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.064>.
149. Manzela André Aleixo, Hanriot Sérgio Morais, Cabezas-Gómez Luben, Sodré José Ricardo. Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Energy*. 2010. Vol. 87. Issue 4. P. 1141 – 1148. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.07.018>.
150. Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A. Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *International Journal of Refrigeration*. 2014. № 45. P. 83-91.
151. Mehyo Mohamad, Özbaş Engin, Özcan Hakan. Performance investigation of utilizing nanoferrofluid as a working solution in a diffusion absorption refrigeration system under an external magnetic field effect. *Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 58. P. 2107 – 2128. <https://doi.org/10.1007/s00231-022-03214-1>
152. Michael Jelinek, Avi Levy, Irene Borde. The influence of the evaporator inlet conditions on the performance of a diffusion absorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2016. № 45. P. 979-987.
153. Mungyeko Bisulandu B. Jean Robert, Mansouri Rami, Ilinca Adrian. Diffusion Absorption Refrigeration Systems: An Overview of Thermal Mechanisms and Models. *Energies*. 2023. 16(9). 3610. <https://doi.org/10.3390/en16093610>

154. Mustafa Ali Erzöz. Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*. 2015. № 54. P. 10-21.
155. Nabil Mahdi, Rattner Alexander S. Large eddy simulations of high-heat-flux supercritical CO₂ convection in microchannels: Mixed convection and non-uniform heating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 145. 118710. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118710>.
156. Natural Refrigerants. URL: https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/index.html. (дата звернення: 25.05.2023).
157. Najjaran Ahmad, Freeman James, Ramos Alba, Christos N. Markides. Experimental investigation of an ammonia-water-hydrogen diffusion absorption refrigerator. *Applied Energy*. 2019. Vol. 256. 113899. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113899>
158. Niebergal W. *Sorption-kalte-maschinen*. Berlin: Springer, 1959. 554 s.
159. Nesselmann K. *Über Messungen an Klippen Mammutpumpen*. *Wiss. Werof.* Siemens-Konzern. 1927. 6. 1. S. 283-298.
160. N'Tsoukpoe Kokouvi Edem, Yamegueu Daniel, Bassole Justin. Solar sorption refrigeration in Africa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 35. P. 318 – 335. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.030>
161. Panchal Hitesh, Patel Romil, Chaudhary Sudhir, Patel D.K., Sathyamurthy Ravishankar, Arunkumar T. Solar energy utilisation for milk pasteurisation: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 92. P. 1 – 8. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.068>
162. Pashah S., Moinuddin Abdurrahman, Zubair Syed M. Thermal performance and optimization of hyperbolic annular fins under dehumidifying operating conditions – analytical and numerical solutions. *international journal of refrigeration*. 2016. № 65. P.42 – 54.
163. Patek J., Klomfar J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of*

- Refrigeration. 1995. Vol. 18. Issue 4. P. 228 – 234.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/014070079500006W>.
164. Pongsid Srikiin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana. A review of Absorption Refrigeration Technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2001. № 5. P. 343-372.
165. Pongsid Srikiin, Satha Aphornratana. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. *Applied Thermal Engineering*. 2002. № 22. P. 1181-1193.
166. Rabeb Jemai, Ali Benhmidene, Chaouachi Bechir. Influence of the tube diameter on instability in the bubble pump. Institute of Electrical and Electronics Engineers. 2017. Vol. 47. DOI: [10.1109/GECS.2017.8066158](https://doi.org/10.1109/GECS.2017.8066158)
167. Radchenko, R., Pyrysunko, M., Bogdanov, M., & Shcherbak, Y. (2019). Новий підхід до підвищення ефективності тепловикористовуючої системи охолодження повітря суднового головного двигуна. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(1), 22-27.
168. Radchenko, R., Konovalov, D., Pyrysunko, M., & Radchenko, M. (2019). Використання теплоти рециркуляційних газів суднового головного двигуна ежекторною холодильною машиною для охолодження повітря на вході. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(1), 4-9.
169. Rashid Farhan Lafta , Eleiwi Muhammad Asmail, Hoshi Hisham Assi. Design Study of Nanofluid Solar Absorption Refrigeration system. *International Journal of Innovative Research in Engineering & Science*. 2013. Vol. 6. № 2.
170. Rattner Alexander S., Srinivas Garimella. Low-source-temperature diffusion absorption refrigeration. Part II: Experiments and model assessment. *international journal of refrigeration*. 2016. № 65. P.312 – 329.
171. Rattner Alexander S., Garimella Srinivas. Vertical upward intermediate scale Taylor flow: Experiments and kinematic closure. *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol. 75. P.107 – 123.
<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.04.007>
172. Rêgo A.T., Hanriot S.M., Oliveira A.F., Brito P., Rêgo T.F.U. Automotive exhaust gas flow control for an ammonia–water absorption refrigeration system.

- Applied Thermal Engineering. 2014. Vol. 64. Issues 1 – 2. P. 101 – 107.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.018>
173. Rodríguez-Muños J.L., Belman-Flores J.M. Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. №. 30. 145-153. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.019>
174. Salameh Wassim, Nuwayhid Rida, Shaer Ali Al & El-Rab Mostafa Gad. Preliminary assessment of parabolic solar trough driven ammonia-water absorption cooling system for Beirut. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. 2019. P. 2030 – 2044.
<https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1648608>
175. Sankarshan Verma , Harjit Singh. Vacuum insulation panels for refrigerators. International Journal of Refrigeration. 2020. Vol. 112. P. 215 – 228.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.12.007>
176. Saravanan R., Maiya M.P. Effect of component pressure drops in two-fluid pumpless continuous vapour absorption refrigerator. Energy Conversion and Management. 1997. Vol. 38. Issue 18. P. 1823 – 1832. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00114-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00114-8)
177. Sathyabhama A., Ashok Babu T. P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system. Thermal science. 2008. 12. 3. P. 45-53.
178. Schmid Fabian, Spindler Klaus. Experimental investigation of the auxiliary gas circuit of a diffusion absorption chiller with natural and forced circulation. ScienceDirect. 2016. Vol. 70. P. 84 – 92.
179. Shaik Afzal Mohiuddin, Ajay Kumar Kaviti, Talluri Srinivasa Rao & Vineet Singh Sikarwar . Historic review and recent progress in internal design modification in solar stills. Environmental Science and Pollution Research. 2022. Vol 29. P. 38825–38878. <https://doi.org/10.1007/s11356-022-19527-x>
180. Singh Kishan Pal. Performance Evaluation of Solar Energy Driven Diffusion Absorption Refrigeration Cycle Using Inorganic Fluid Pair. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. 2018. Vol. 26. No. 4. 1850031 (15 pages).
<http://dx.doi.org/10.1142/S2010132518500311>

181. Singh Kishan Pal, Singh Onkar. Thermodynamic Investigation of Solar Energy-Driven Diffusion Absorption Refrigeration Cycle. *Advances in Fluid and Thermal Engineering*. 2019. P. 459 – 478. https://doi.org/10.1007/978-981-13-6416-7_43.
182. Soli Nessrine, Hafsia Nabil Ben, Chaouachi Béchir. Thermodynamic feasibility study of absorption diffusion machine working with hydrocarbons. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42. № 13. P. 8881 – 8887. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.184>
183. Smirnov G. F., Kosoy B.V. Refrigerating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2001. Vol. 21. № 6. P. 631-641.
184. Smirnov G. F., Bukraba M.A., Fattuh T., Nabulsi B. Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *Int. J. Refrig.* 1996. V. 19. № 8. P. 517-521.
185. Starace Guisepe, De Pascalis Lorenzo. An advanced analytical model of the Diffusion Absorption Refrigerator cycle. *International Journal of Refrigeration*. 2012. Vol. 35. P. 605—612. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.11.007>
186. Steirlin H. J.R. Ferguson. Diffusion absorption Heat Pump (DAHP). *ASHRAE TRANSACTIONS*. 1980. V.96. P. 1.1. P.274-280.
187. Stierlin H., Wassermann U., Dorfler W., Bosel J. Messungen an Diffusions-Absorption-Wärmepumpen (DAWP). *Schlussbericht*, 1994. 95 s.
188. Strobel Michael, Jakob Uli, Streicher Wolfgang and Neyer Daniel. Spatial Distribution of Future Demand for Space Cooling Applications and Potential of Solar Thermal Cooling Systems. *Sustainability*. 2023. Vol. 15. 9486. <https://doi.org/10.3390/su15129486>.
189. Sun Da-Wen, Eames Ian W., Aphornratana Satha. Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle - I: computer simulation. *International Journal of Refrigeration*. 1996. Vol. 19. № 3. P. 172 – 180. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(96\)00010-2](https://doi.org/10.1016/0140-7007(96)00010-2)
190. Sun Da-Wen. Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. *Energy Conversion and Management*. 1997. Vol. 38. Issue 5. P. 479 – 491. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00063-5](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00063-5)

191. Sungkar Ali A., Ikhsan Firman, Faisol M. Afin, Putra Nandy. Performance of Thermoelectrics and Heat Pipes Refrigerator. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 388. P. 52 – 57. <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.388.52>
192. Sun Jian, Fu Lin, Zhang Shigang. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. Issue 4. P. 1899 – 1906. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.011>
193. Sur Anirban, Sah Ramesh P., Pandya Sharnil. Milk storage system for remote areas using solar thermal energy and adsorption cooling. *Materialstoday: Proceedings*. 2020. Vol. 28. Part 3. P. 1764 – 1770. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.170>
194. SUZUKI Haruka, SATO Yui and TSUJIMORI Atsushi. Characteristics of a gas–liquid separator with a partial condenser in the absorption refrigeration cycle for automotive air conditioning. *Mechanical Engineering Journal*. 2022. DOI: 10.1299/mej.22-00001.
195. Sözen Adnan, Tayfun Menlik, Engin Özbas. The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*. 2012. № 33-34. P. 44-53.
196. Titlov A.S. Tendenzen der Entwicklung von Hauschalt-Kügl-und Gefriergeräten in der Ukraine und Untersuchungen neuer Arbeitsverfahren / A.S. Titlov, M.V. Rybnikov // *Die Kalte und Klima-technik*. – 1994. – № 6. – S. 386-388.
197. Taieb Ahmed, Mejbri Khalifa, Bellagi Ahmed. Theoretical analysis of a diffusion-absorption refrigerator. *ScienceDirect*. 2016. Vol. 41. Issue 32. P. 142933 – 14301. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.180>
198. Talpada Jagdish S. & Ramana P. V.. A review on performance improvement of an absorption refrigeration system by modification of basic cycle. *International Journal of Ambient Energy*. 2019. Vol. 40. Issue 6. P. 661 – 673. <https://doi.org/10.1080/01430750.2017.1423379>
199. Tzuc Oscar May, Chan-González Jorge J., Castañeda-Robles Iván E., Lezama-Zárraga Francisco. Multivariate inverse artificial neural network to analyze and improve the mass transfer of ammonia in a Plate Heat Exchanger-Type Absorber with

NH₃/H₂O for solar cooling applications. *Energy Exploration & Exploitation* 1–26. 2022.

200. Titlov A.S., Rybnikov M.V. Optimization of Heat Regimes in House hold Absorption Refrigerators and Freezers Based on Low-Temperature Ammonia Heat Pipe // 2-nd International Conference on the Use of Non-Artificial Substances, Aarhus, Denmark, 3-6 September 1996. – P.8.28-8.29.

201. Titlov O., Baidak Ya., Khmelniuk M. Optimizing NH₃-H₂O Absorption System to Produce Water from Ambient Air. *Applied Science Report*. 2015. V. 10. № 2. P. 91-100.

202. Titlov A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 2/8 (98). P. 57-67.

203. Titlov O., Adambayev D., Vasylyv O. Improvement of operation modes of the evaporator of the absorption refrigerating unit. *EUREKA: Physical Sciences and Engineering*. 2020. 4. 59-69.

204. Titlov O., Tyukhay D., Adambayev D. Improving energy characteristics of generators-thermosiphons of absorption refrigeration devices. IV International Scientific-Technical Conference «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering», 6-8 February 2020, Kielce, Poland. P. 57-58.

205. Titlova O., Titlov O., Olshevska O. Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. № 5/2(83). P. 45-53.

206. Titlov, O., & Hratii, T. (2023). Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber. *ScienceRise*, (1), 3-15. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2023.002856>.

207. Titlov A. Estimation of prospects of using pumpless periodic operation absorption water-ammonia refrigeration units in air conditioning systems based on solar collectors / A. Titlov, M. Ozolin // *Proceedings of the International Conference "Modern technologies, in the food industry - 2016"*, 20-22 October, 2016 Chisinau

(Republic of Moldova) / sci, comm.: Bostan Viorel [et al.]. - Chisinau : S.n., 2016 (Bons Offices). – P.105-109.

208. Titlov A. Nanomodification of aluminum alloys / A. Titlov, G. Krushenko, S. Reshetnikova, K. Borodianskiy // The Tenth International Conference on Materials Technologies and Modeling (MMT-2018). – August 20-24, 2018, Ariel, Israel, 2018. – P.P.4-76-4.82. – <https://www.ariel.ac.il/sites/conf/mmt/mmt-2018cd/Service%20files/pages/ai.htm>.

209. Titlov A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. – № 2/8 (98). – P. 57-67. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.164301. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.164301>

210. Tsoy A., Titlov A., Jamasheva R., Kim I., Karataeva J. An Experimental Plant for Cooling the Condenser with Effective Radiation // Materials of the V International Scientific-Practical Conference «Integration of the Scientific Community to the Global Challenges of Our Time». February 12-14, 2020, Tokyo, Volume I – Tokyo, Japan: Regional Academy of Management, 2020. P.P. 350-355.

211. Tsoy, A., Titlov, O., Granovskiy, A., Koretskiy, D., Vorobyova, O., Tsoy, D., Jamasheva, R. (2022). Improvement of refrigerating machine energy efficiency through radiative removal of condensation heat. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (8 (115)), 35–45. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.251834>

212. Túlio Tito Godinho de Rezende, Flávio Neves Teixeira, José Antônio da Silva, Luiz Gustavo Monteiro Guimarães, Matheus dos Santos Guzella. A non-intrusive method for evaluation ammonia mass flow rate in the condenser for diffusion-absorption refrigerators. Flow Measurement and Instrumentation. 2020. Vol. 72. 101695. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2020.101695>

213. Wael I.A. Aly, Mohammed Abdo, Gamal Bedair, AE Hassaneen. Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system driven by waste heat from

- diesel engine exhaust gases. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 114. P. 621 – 630. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.019>
214. Walliams A. G., Kroger D. G., Rohsenow W. M. Review of Methods for Enhancing Heat Transfer Rates in Surface Condensers. *Chem. Eng. Sci.* 1968. № 223. P. 367-373.
215. Wang S.K., Wang J., Wang Q., Wang Y.L, Zhao J.Y., Chen G.M. Experimental research on the performance of the diffusion absorption refrigerator with mixed fluoride refrigerants. *International Journal of Refrigeration*. 2017.
216. Wang Q., Gong L., Wang J.P., Sun T.F, Cui K., Chen G.M. A numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator operating with the binary refrigerant for low temperature applications. *Applied Thermal Engineering*. 2011. № 31. P. 1763-1779.
217. Vasiliev Leonard L.. Heat pipes in modern heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2005. Vol. 25. P. 1 – 19.
218. Xi Wu, Shiming Xu, Mengnan Jiang. Development of bubble absorption refrigeration technology: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 82. Part. 3. P. 3468 – 3482. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.109>
219. Yildiz A., Ersöz M.A., Gözmen B. Effect of insulation on the energy and exergy performances in DAR system. *International Journal of Refrigeration*. 2014. № 44. P. 161-167.
220. Yongrui Xu, Zeyu Li, Hongkai Chen, Shiliang Lv. Assessment and optimization of solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system for cold storage. *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol.180. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115886>
221. Yongrui Xu, Zeyu Li, Hongkai Chen, Shiliang Lv. Techno-economic evaluation and analysis of solar hybrid cooling systems with cool energy buffer for cold storages. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021. Vol. 46. 101270. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101270>.
222. Yousfi Mohamed Lamine, Saighi Mohamed, Dalibard Antoine, Schneider Dieter, Eicke Ursula. Performance of a 5 kW hot water driven diffusion absorption

- chiller. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 127. P. 789 – 799.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.035>
223. Zakharov N.D., Titlov A.S., Vasylyv O.B. Design Improvements in Absorption Refrigerators // *International Conference on Advance in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold Chain*. (Bulgaria). – 1998. – P.221-222.
224. Zakharov N.D., Titlov A.S., Vasylyv O.B., Tyukhai D.S. Development of Energy-Saving Household Absorption Refrigeration Equipment // *Non-Compression Refrigeration and Cooling*, June 7-11, 1999, Odessa. –P.100-105.
225. Zhang Hang, Wang Zhiyu, Li Huagen, Salla Manohar, Song Yuxi, Huang Songpeng, Huang Shiqiang, Wang Xun, Liu Kaipeng, Xu Guoqiang, Huang Jigang, Qiu Cheng-Wei and Wang Qing. Continuous electricity generation from solar heat and darkness. *Joule*. 2023. Vol. 7. P. 1515 – 1528.
226. Zhang N. Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resource Technol*. 2007. № 129(3).
227. Zhi-Wei Lian, Ren-Min Ma. Effect of the factors of a heat source on the heat distribution coefficient in an upward displacement room. *International Journal of Refrigeration* Vol. 19, № 3, 1996. P. 168 – 171.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0140700795000097>
228. Ziapour Behrooz M., Tavakoli Mohsen. Performance study on a diffusion absorption refrigeration heat pipe cycle. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol. 50. Issue 4. P. 592 – 598. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.10.014>
229. Diogo do Carmo Zidan, Cristiana Brasil Maia, Mohammad Reza Safaei. Performance evaluation of various nanofluids for parabolic trough collectors. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 50. 101865.
<https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101865>.
230. Ziegler B. and Trepp Ch. Equation of state for ammonia-water mixtures. 1984. Butterworth & Co (Publishers) Ltd and IIR. Vol. 7. № 2. P. 101 – 106.
231. Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *International Journal of*

Refrigeration. 2005. № 28. P. 515-525.

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700704002403>

232. Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Engineering. 2007. № 27. P. 2213-2219.

ДОДАТОК А
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ГРАТІЙ Т.І. ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ
«РОЗРОБКА КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ
ПРИЛАДІВ»

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ГРАТІЙ Т.І.:

Основні наукові результати дисертації:

1. **Гратій, Т., & Тітлов, О.** (2021). Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів. Холодильна техніка та технологія, 57(3), 126-137. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2163>.

Автором проведено літературний огляд, виконано експериментальні дослідження комбінованих холодильних агрегатів абсорбційного типу з додатковою тепловою камерою, опрацювання одержаних результатів та зроблені висновки.

2. **Тітлов, О., & Гратій, Т.** (2022). Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 58(4), 204-215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569>

Автором проведено літературний огляд, проведено розрахункові дослідження та частково зроблені висновки.

3. **Гратій, Т., & Тітлов, О.** (2023). Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 59(1), 14-31. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616>

Автором проведено експериментальне дослідження, опрацювання одержаних результатів та частково зроблені висновки.

Статті у наукових виданнях інших держав:

1. **Titlov, O., & Hratii, T.** (2023). Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber. ScienceRise, (1), 3-15. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2023.002856>.

Автором проведено літературний огляд, розроблено схема абсорбційної системи охолодження, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки.

Тези наукових доповідей та матеріали конференцій:

1. **Гратій Т.І.** Розробка схемних рішень системи комбінованої термічної обробки продуктів у апаратах побутової техніки: збірник матеріалів XII Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя, 3 жовтня - 5 жовтня 2019 року. – Одеса: ФОП Бондаренко М. О., 2019. – С. 414.

2. **Тітлов О.С., Гратій Т.І.** Розробка побутових комбінованих приладів – абсорбційних холодильників з тепловими камерами: матеріали 80-ї наукової конференції викладачів ОНАХТ (7 – 8 травня 2020 р.). Одеса: ОНАХТ, 2020. – С. 280-282.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

3. **Hratiy T.I., Priymak V.G., Titlov O.S.** Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: матеріали V-ї Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики». – Херсон: ПП "Резнік", 2020. – С.190.http://kntu.net.ua/Conference_ARME.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки

4. **Тітлов О.С., Гратій Т.І., Приймак В.Г., Козонова Ю.О.** Розробка побутових комбінованих приладів з утилізацією скидного тепла холодильного циклу: матеріали Всеукраїнської науково-технічної онлайн-конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» Одеса: ОНАХТ, 2020. – С.114-115.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та частково зроблені висновки.

5. **T. Hratiy., O. Titlov.** Development of household combined devices – absorption refrigerators with heat chambers: збірник тез доповідей XV International Scientific-Technical Conference. Kelce, 2020. – С.110-112.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

6. **Гратій Т.І.**, Тітлов О.С. Використання скидного тепла побутових холодильних приладів для розширення їх функціональних можливостей: матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 23-25 вересня 2021. – Одеса: 2021. – С.147-150.

Автором проведено літературний огляд, опрацьовано одержану інформацію та зроблені висновки.

7. **Гратій Т.І.** Визначення експериментальних характеристик комбінованого абсорбційного холодильника з тепловою камерою: збірник матеріалів XV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», розділ 11 – Еколого-енергетичні аспекти здорового способу життя (до 120-річчя Одеського національного технологічного університету), 6 жовтня – 8 жовтня 2022 року. Одеса: ОНТУ, 2022. – С.274-275

8. **Hratiu T.I.** Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber : матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності», Одеський національний технологічний університет, 13-14 квітня 2023 р. – Одеса: 2023. – С. 94-95.

ДОДАТОК Б

**ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧИХ
ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РОБОТИ У СКЛАДІ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ
ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ**

Б.1 Цілі та завдання експериментальних досліджень

Метою даного дослідження було експериментального уточнення теплопередавальних характеристик ДФТС, які працюють у складі абсорбційного холодильного прилада з тепловою камерою.

Завдання дослідження полягали в наступному:

1. Визначити термічний опір ДФТС, встановлених у дослідних конструкціях.
2. Вивчити вплив на термічний опір ДФТС розташування зони підведення теплової потужності.
3. На основі проведеного експериментального дослідження сформулювати рекомендації для використання в складі комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Б.2 Методика проведення експериментальних досліджень

Дослідження теплопередаючих характеристик ДФТС проводилися наступним чином:

1. До випарника ДФТС підводилася фіксована тепла потужність.
2. У стаціонарному режимі фіксувалися температури у характерних точках ДФТС.

Схему розташування датчиків температур наведено на рис .Б.1.

3. Проводилося осереднення температур по конденсатору ДФТС

$$\bar{t}_k = \frac{t_3 + t_4 + t_5 + t_6}{4}; \quad (\text{Б.1})$$

4. Розраховувався термічний опір ДФТС при певній фіксованій тепловій потужності, що підводиться.

$$R_{TC} = \frac{t_1 - \bar{t}_k}{Q_{подв}} \quad (\text{Б.2})$$

Б.3 Експериментальна установка для випробувань дослідних зразків
ДФТС (рис.Б.1)

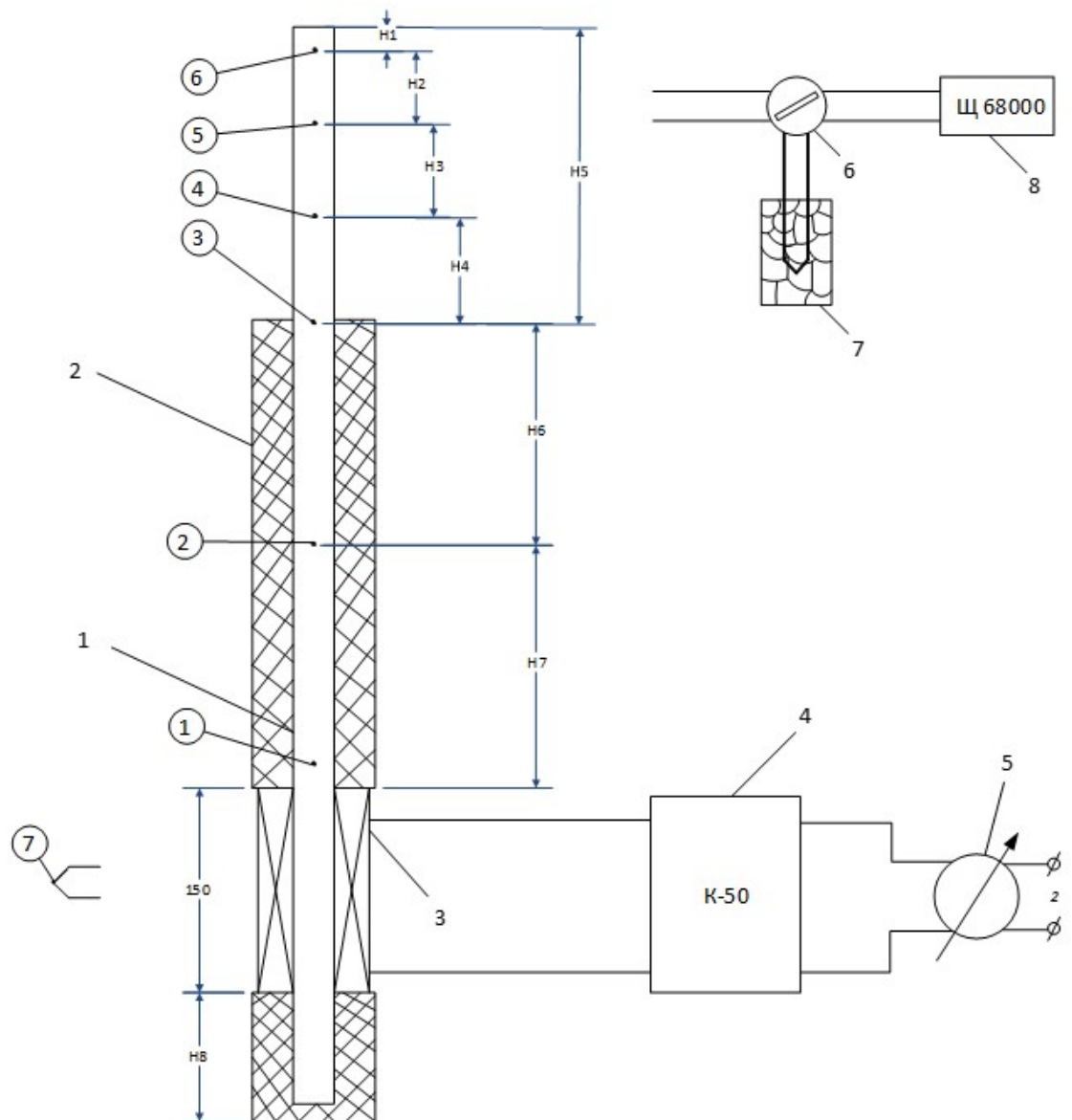


Рис. Б.1 Схема експериментальної установки: 1 – ДФТС; 2 – зона транспорту ДФТС; 3 - електронагрівач; 4 - К-50; 5 – ЛАТР; терморного перемикача ПМТ-20 6; терморного перемикача ПМТ-20; 7 – холодній спай терморпар; 8 – цифровий вольтметр; 1-6 – терморпари

До складу установки входить досліджуваний ДФТС 1 діаметром – $0,010 \times 0,001$ м. Вивчалися два ДФТС довжини - 1400 та 1530 мм. Зони транспорту

та підведення тепла ДФТС закриті тепловою ізоляцією. Матеріал теплоізоляції – базальтова вата. Теплоносій ДФТС – етиловий спирт. Заправка теплоносія відповідає висоті стовпа рідини 220 ± 10 мм.

Підведення теплової енергії здійснюється за допомогою електронагрівача 3 та ЛАТР 5.

Відведення тепла в довкілля здійснюється з зони конденсації у режиму природної конвекції.

Під час проведення досліджень варіювалася висота розташування електронагрівача щодо нижнього торця ДФТС. Реєстрація теплової потужності, що підводиться, здійснювалася за допомогою вимірювального приладу К-50 4. Підведення та регулювання теплової потужності - за допомогою ЛАТР – 5.

Зміна температур у характерних точках ДФТС проводилася мідь-константовими термопарами (позиції 1 – 6). Довжина електронагрівача у всіх режимах складала 150 мм. Розташування термопар згідно з рис.Б.1 наведено в табл. Б.1. Реєстрація сигналу термопар здійснювалася за допомогою цифрового вольтметра Щ 68000 8.

Комутація термопар з холодним спаєм 7, здійснювалася за допомогою термопарного перемикача ПМТ-20 6.

Дослідження проводилися при фіксованій сумарній довжині зон транспорту та випаровування ДФТС, а була змінена тільки зона відведення тепла – конденсації (табл.Б.1).

Таблиця Б.1

Умови проведення теплотехнічних випробувань ДФТС

Довжина ДФТС, мм	Характерні розміри зон по рис. Б.1							
	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈
1400	20	90	60	70	240	520	480	10
1400	20	90	60	70	240	520	440	50
1530	30	110	130	100	370	520	480	10
1530	30	110	130	100	370	520	440	50

Б.4 Результати випробувань

Результати випробувань представлені у таблиці Б.2.

Чисельні значення теплової потужності, що підводиться, яка використовується для розрахунків термічного опіру ДФТС за формулою (Б.2), коригувалися з урахуванням втрат у навколишнє середовище від транспортної зони ДФТС.

Таблиця Б.2

Термічний опір дослідних конструкцій ДФТС

Теплова потужність, що підводиться, Вт	Загальна довжина ДФТС, м			
	1,40		1,53	
	Відстань від нижньої частини зони випаровування до нижній частини електронагрівача, м			
	0,01	0,05	0,01	0,05
9,0	0,483	0,588	0,528	0,312
14,0	0,365	0,314	0,492	0,198
18,0	-	0,242	-	0,116

На рис. Б.2 та Б.3 наведені графічні залежності з результатів експериментальних досліджень ДФТС.

Б.4 Висновки

Проведення дослідження дослідних зразків ДФТС показали, що на величину термічного опіру впливає як місце розташування джерела підведення теплової потужності, так і величина теплової потужності, що підводиться.

Вплив розташування нагрівача на термічний опір ДФТС можна пояснити так: чим нижче місце підведення, тим більше знаходиться рідкого теплоносія над поверхнею пароутворення (кипіння).

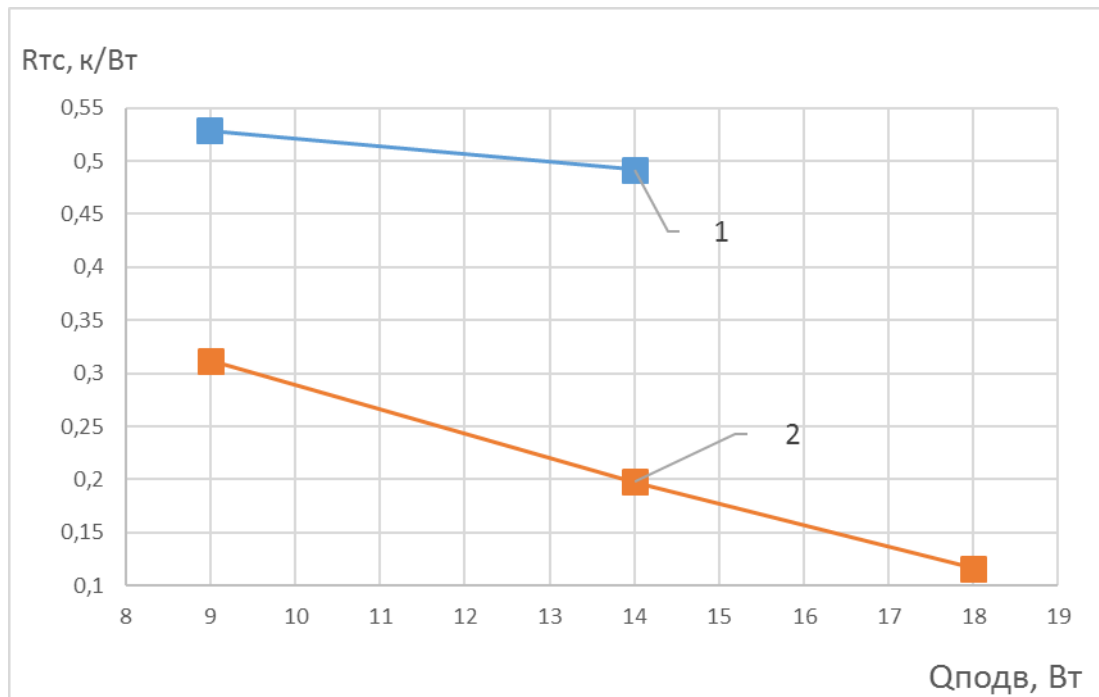


Рис. Б.3 Залежність термічного опору ДФТС довжиною 1530 мм від положення нагрівача в зоні випарника та теплового навантаження: відстань від нижньої частини 1 – 10мм; 2 – 50 мм.

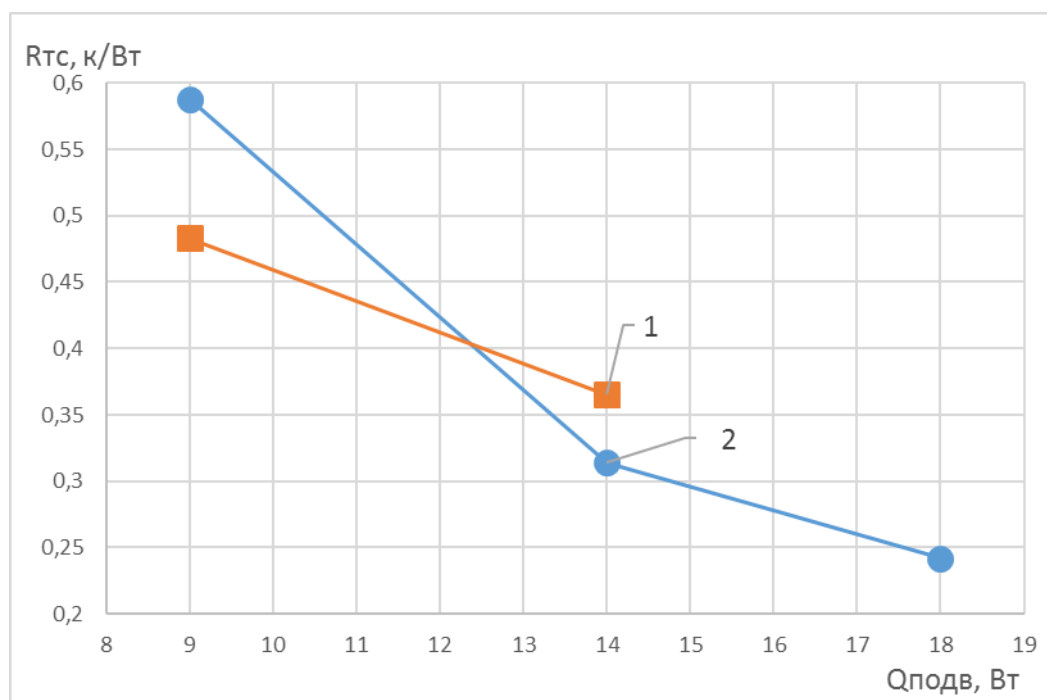


Рис. Б.4 Залежність термічного опору ДФТС довжиною 1400 мм від положення нагрівача в зоні випарника та теплового навантаження: відстань від нижньої частини 1 – 10мм; 2 – 50 мм.

Для виходу пари або бульбашок потрібна велика підйомна сила, і велика температура. У результаті за формулою (Б.2) збільшується термічний опір ДФТС.

Що стосується впливу чисельного значення теплової потужності, що підводиться на ДФТС.

Вимірювання температури у зоні конденсації проводили за допомогою термопар, закріплених на стінці без теплової ізоляції. При менших теплових потоках в зоні конденсації на температуру зовнішньої поверхні надавала значний вплив навколишнє середовище і відповідно температура стінки ближче до температури зовнішнього повітря. За формулою (Б.2) це зумовлює збільшення термічного опору ДФТС.

У нашому випадку для роботи у складі комбінованого побутового абсорбційного приладу з тепловою камерою можна рекомендувати використання ДФТС завдовжки 1530 мм.

ДОДАТОК В
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ
АГРЕГАТІВ З ДОДАТКОВОЮ ТЕПЛОВОЮ КАМЕРОЮ

В Експериментальна перевірка абсорбційних холодильних агрегатів з додатковою тепловою камерою

Метою дослідження було вивчення можливості утилізації теплоти, що виділяються при роботі серійного абсорбційного холодильника АШ-150 для забезпечення теплового режиму додаткової теплової камери, яка працює в діапазоні температур 30...70 °С.

Завдання досліджень – проведення випробувань серійного абсорбційного холодильного агрегату АШ-150 у складі шафи, а також проведення випробувань серійного агрегату АШ-150 у складі шафи з двофазним випарним термосифоном (ДФТС, що забезпечує теплові режими ДНК).

Випробування холодильника проводилися за апробованою нормативною методикою Васильківського заводу холодильників [39].

Умови проведення випробувань та результати наведено в табл. В. 1 та на рис. В.1-В.4.

На рис. В.1 показана схема розташування термопар в об'ємі низькотемпературного відділення (НТВ) та холодильної камери (ХК).

На рис. В.2 наведена схема розташування термопар у характерних точках АХА.

На рис. В.3 показано розташування термопар на генераторі АХА у разі використання ДФТС.

На рис. В.4 представлена конструкція ДФТС. Кріплення ДФТС здійснювалося за допомогою хомутів до підйомної магістралі дефлегматора АХА.

Аналіз представлених у таблиці В.1 результатів випробувань показує, що встановлення на підйомній магістралі дефлегматора випарної зони ДФТС, яке супроводжується додатковим тепловідведенням у навколишнє середовище, не вплинуло на роботу випарника АХА.

Коливання температур як у випарнику АХА, так і в обсягах НТВ та ХК не перевищувало 1,5...2,0 °С. При цьому коливання температур визначалися лише відповідно до коливань температури навколишнього повітря.

Збільшення теплової потужності нагрівача з 110 Вт до 132 Вт також не призвело до суттєвого зниження температур на випарнику та камерах. Спостерігалось зниження на 1...2 °С.

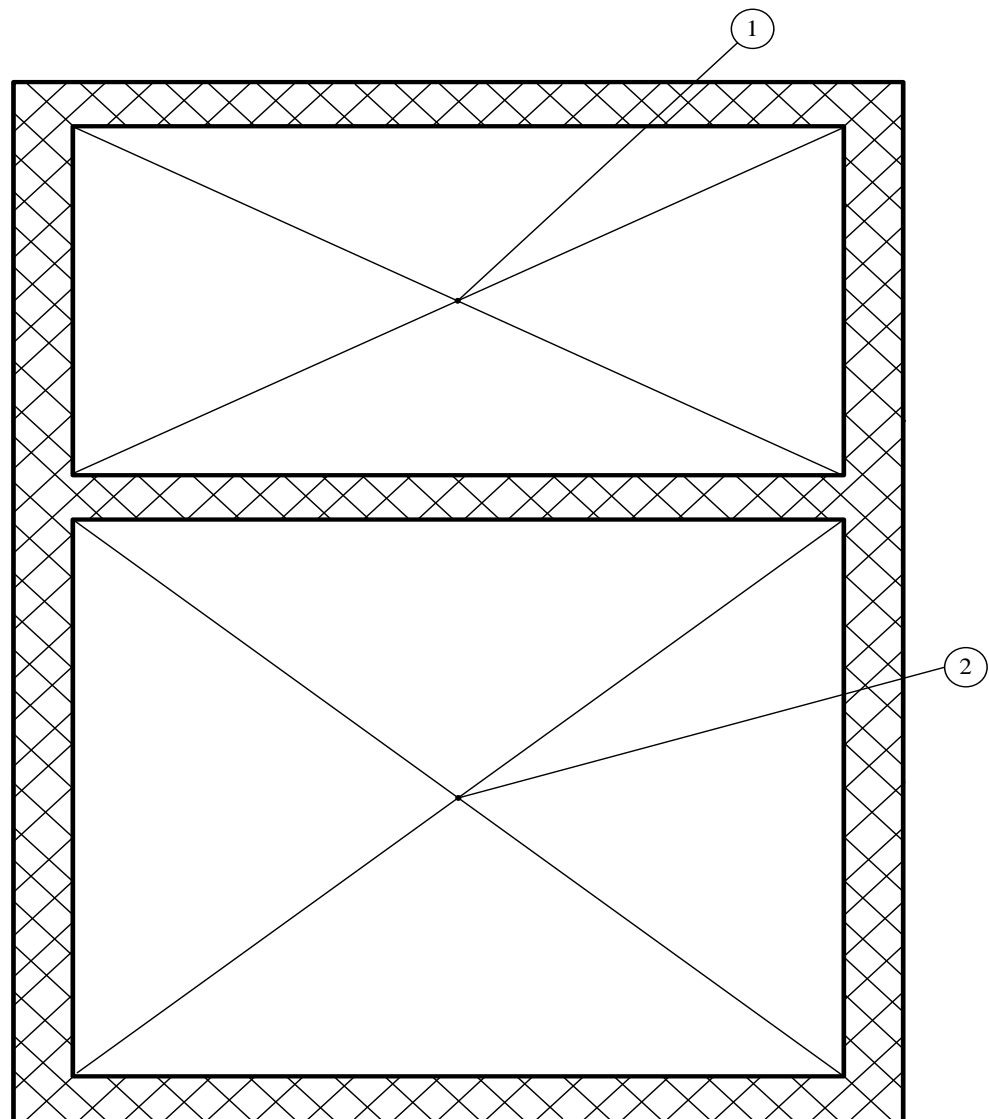


Рис. В.1 – Схема розташування термопар у НТВ та холодильній камері

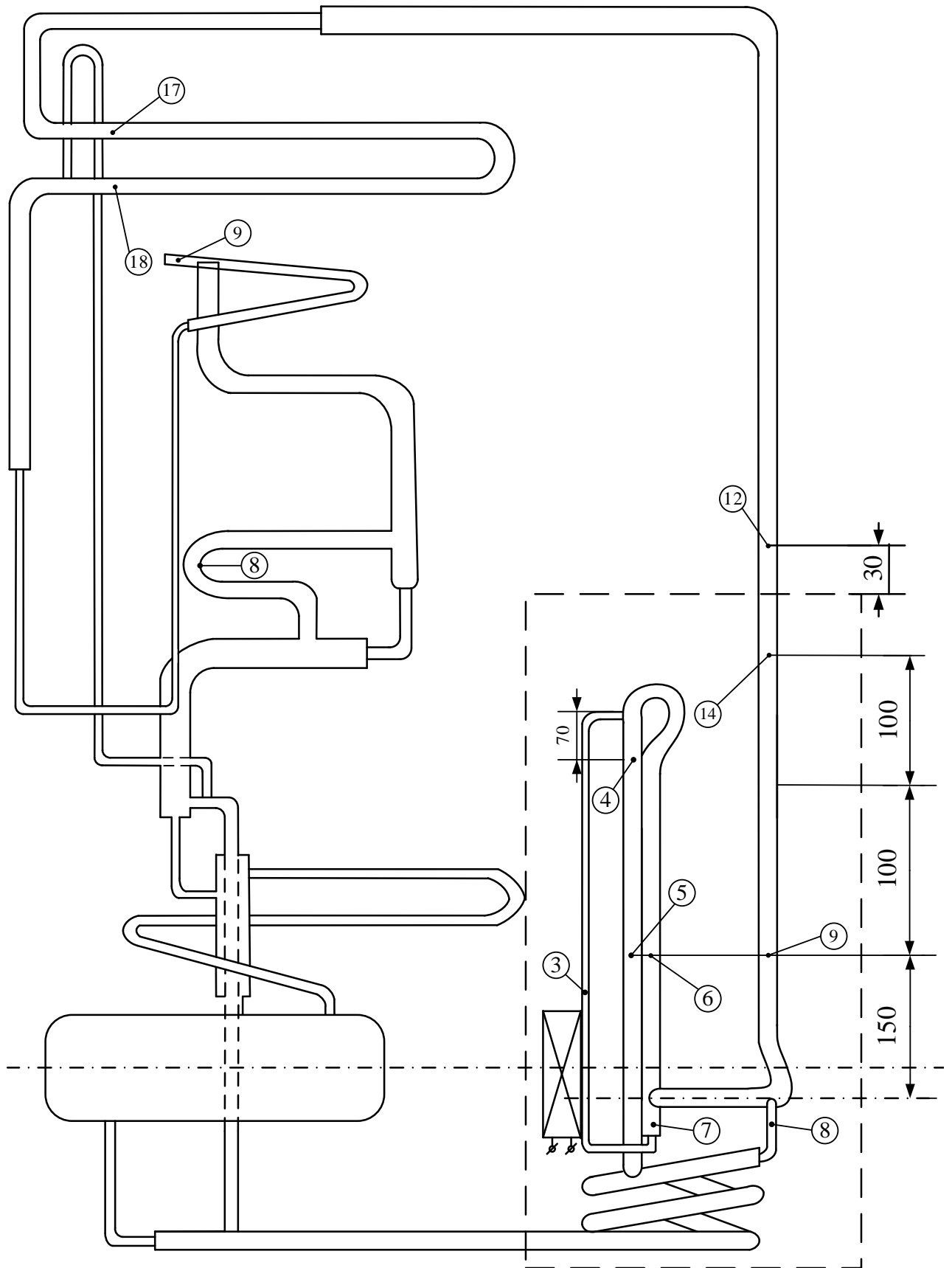


Рис В.2 – Схема розташування термопар на елементах АХА

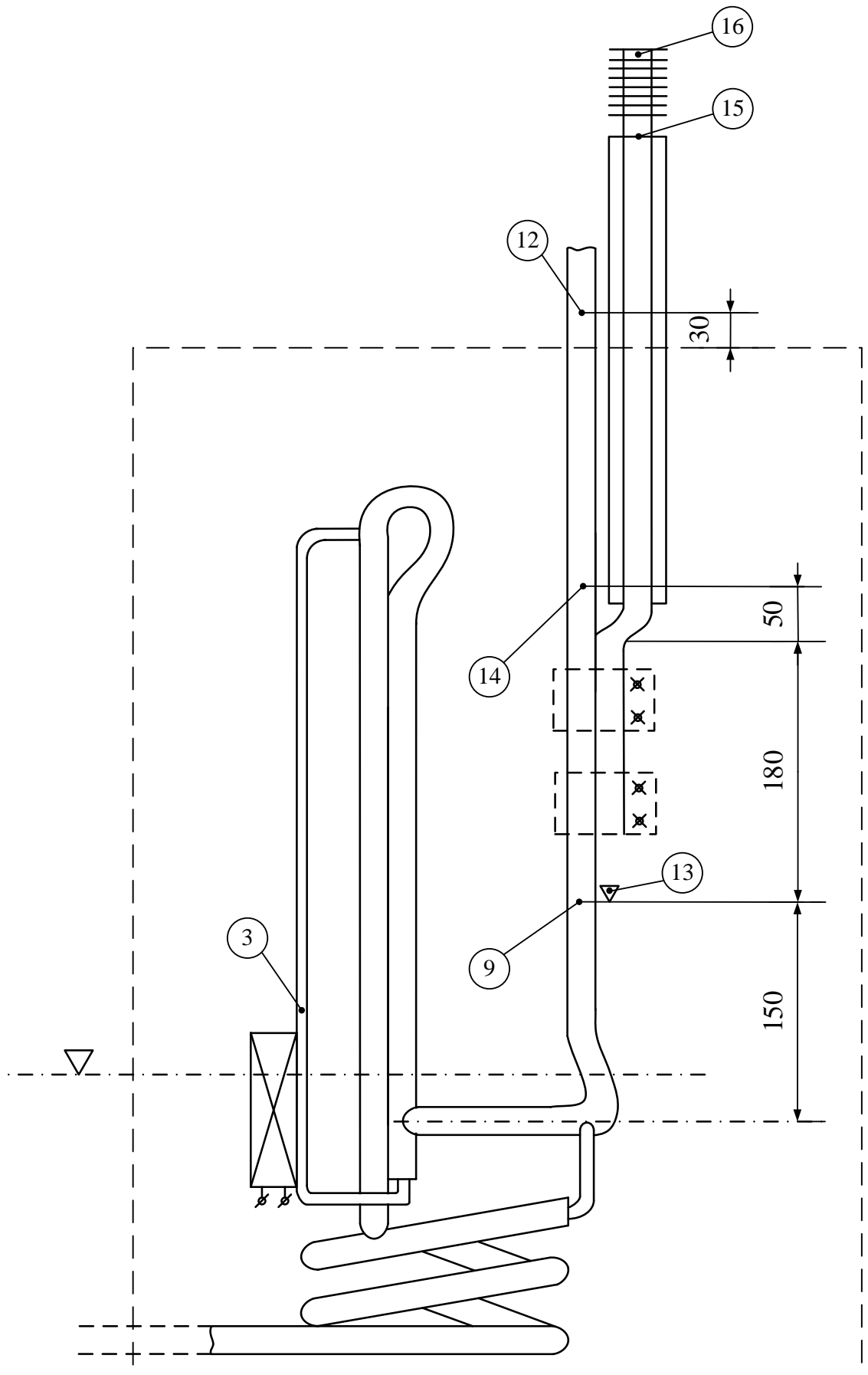


Рис. В.3 – Схема розташування термопар на генераторі АХА та ДФТС

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9.	- підйомної магістралі	9	138,0	118,5	118,5	118,5	125,0	120,5	117,0
10.	дефлегматора,	10	137,0	-	-	-	-	-	-
11.	вкритої ізоляційним кожухом	11	129,0	-	-	-	-	-	-
12.	- підйомної магістралі дефлегматора за ізоляційним кожухом	12	101,0	72,5	71,5	74,5	81,0	87,0	-
13.	- зони випаровування ДФТС	13	78,0	77,5	79,8	83,0	81,0	137,0	-
14.	- підйомної магістралі дефлегматора, вкритої ізоляційним кожухом	14	-	93,0	93,0	94,0	103,0	99,0	-
15.	- входу конденсатора ДФТС	15	-	61,0	61,0	63,0	64,0	64,5	-
16.	- кінця конденсатора ДФТС	16	-	34,0	57,0	57,0	59,0	58,0	-
17.	- на вході в конденсатор АХА	17	-	47,0	47,5	47,0	47,5	47,5	47,0
18.	на виході з конденсатора АХА	18	-	39,5	39,5	38,0	42,5	40,0	38,0
19.	- початку кипіння	19	-22,0	-20,8	-20,8	-21,8	-22,2	-20,5	-21,8
20.	- кінця кипіння	20	-7,9	-7,0	-6,9	-8,0	-9,0	-6,8	-6,2
21.	- парогазової суміші на виході з абсорбера	21	-	47,5	47,5	46,0	49,0	48,5	-
22.	- парогазової суміші на вході до абсорбера	22	-	46,0	45,5	45,0	47,0	46,0	-
23.	- довкілля	23	31,9	31,5	32,2	31,8	31,5	32,2	31,5
24.	теплова потужність нагрівача генератора-термосифона АХА	-	110,0	110,0	110,0	110,0	132,0	110,0	110,0

Примітка: 1. У VI варіанті підйомна магістраль дефлегматора, що знаходиться за межами ізоляційного кожуха була вкрита теплової ізоляцією (базальт) до початку конденсатора. 2. У VII варіанті з дефлегматора знято ДФТС та тепла ізоляцію з підйомної магістралі, що знаходиться за межами теплоізоляційного кожуха.

ДОДАТОК Г
РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ КОМБІНОВАНИХ АБСОРБЦІЙНИХ
ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Протокол випробувань холодильника АШ-150 з тепловою камерою (заправка 36,6%, початковий тиск 15,5 бар, абсорбер діаметром 18x1,5 мм з насічкою, в кожух генератора додана ізоляція)

Час роботи, год	Теплова потужність генератора, Вт	Температура в характерних точках, °С														Примітка
		НТО	Холодильна камера				Випарник		Конденсатор	Теплова камера	ДФТС			Ректифікатор (вихід)	Генератор	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		Режим роботи тривалий (регулятор в положенні "7")														
3,0	110	-12,9	13,8	14,0	11,8	-18,1	6,8	46,5	38,2	83	83	84,5	73	153	32,0	
4,0	110	-14,0	9,0	9,0	7,1	-19,0	-1,2	46,0	40	83,5	82	84,5	74	153,5	31,8	
5,3	110	15,0	5,0	5,1	3,1	-19,9	-4,0	46,0	41,2	83,5	82,5	84,5	73,5	153	31,8	
6,3	110	-15,8	2,9	3,1	1,1	-20,2	-5,2	46,0	41,8	84,5	84,5	86,5	74,0	153	31,5	
7,3	110	-16,1	2,0	1,9	0,0	-20,9	-6,1	45,5	42,0	84,0	84,5	86,5	73,5	152,5	32,0	
8,3	110	-16,1	1,2	1,0	-0,9	-21,0	-6,9	45,8	42,2	84,0	84,5	86,5	74,0	152,5	31,8	
27,0	110	-16,5	0,2	0,1	-1,2	-22,9	-7,1	46,0	46,8	81,5	81,5	83,5	73,0	154,5	32,2	
30,0	110	-16,9	0,2	0,1	-1,5	-20,9	-7,1	46,0	46,8	81,5	81,5	83,5	74,5	154,5	32,1	
33,0	110	-16,9	0,2	0,1	-1,5	-21,0	-7,1	46,0	46,8	81,5	81,5	83,5	74,5	154,5	32,2	
2,15	90	-1,69	-1,0	-1,0	-2,1	-21,8	-7,2	44,5	44,5	74,0	73,0	76,0	74,0	148,0	32,0	Перехід 90 Вт
3,25	90	-17,1	0,0	-0,1	-2,0	-21,2	-7,1	44,5	44,0	73,0	74,0	77,0	64,0	148,0	31,8	
4,15	90	-17,1	0,0	0,0	-1,8	-21,2	-7,0	44,5	43,8	74,0	73,5	76,0	64,0	149,5	31,8	
5,6	90	-17,1	0,2	0,1	-1,1	-21,2	-7,0	44,8	43,8	74,0	74,0	76,0	64,0	149,0	31,5	
6,6	90	-17,0	0,7	0,2	-1,0	-21,0	-6,8	45,0	43,8	74,0	74,0	77,0	66,0	150,0	32,2	
7,3	90	-16,9	0,8	0,5	-1,0	-20,8	-6,2	45,0	43,8	73,5	74,0	76,5	66,0	149,5	32,2	
8,3	90	-16,9	1,0	0,8	-0,9	-20,9	-6,1	45,0	43,9	73,5	73,5	75,5	65,5	149,0	32,2	

Продовження таблиці Г.1.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
1,0	86	-16,9	1,1	1,0	-0,3	-20,9	-6,0	44,8	43,2	73,5	72,5	75,5	63,0	148,0	32,2	Перехід на 86 Вт
1,75	86	-16,8	1,2	1,1	0,0	-20,8	-5,9	44,8	43,2	73,5	72,5	75,5	63,0	148,0	32,2	
2,75	86	-16,8	1,9	1,8	0,1	-20,5	-5,8	44,9	43,2	73,0	73,5	76,0	63,5	148,0	32,5	
3,75	86	-16,8	1,9	1,8	0,1	-20,5	-5,8	45,0	43,2	73,0	74,0	76,0	64,0	148,5	32,5	
4,75	86	-16,8	1,9	1,8	0,1	-20,5	-5,8	45,0	43,2	73,0	73,5	76,0	64,0	148,0	32,2	

Примітка. Теплова камера не завантажена

Таблиця Г.2

Протокол випробувань холодильника АШ-150 з тепловою камерою (заправка 36,6 %, початковий тиск 15,5 бар, абсорбер діаметром 18×1,5 мм з насічкою, в кожух генератора додана ізоляція)																					
Час роботи, год	Теплова потужність генераторів, Вт	Теплова потужність додаткового електронагрівача, Вт	Температура в характерних точках, °С																		
			НТО		Холодильна камера				Випарник		ДФТС			Дефл егматор	Генератор	Абсорбер		Конденсатор		Теплова камера	Навколишнє середовище
			1	2	3	4	5	6	9	10	11	12	13	15	16	7	17	8	14		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
Залита 30 літрів води з температурою 21°С у теплову камеру																					
0,5	110	190	-18	0	0	-1,2	-21,2	-7,1	59,0	58,5	60,5	64,0	154,0	45,2	45,0	45,5	41,0	24,0	32,2		
1,0	110	190	-17,5	-0,1	-0,1	-1,7	-21,2	-7,0	60,0	60,0	62,0	66,0	154,0	45,8	45,0	45,8	41,5	27,0	32,5		
2,0	110	190	-17,5	-0,2	-0,2	-2,0	-21,1	-7,1	62,5	62,5	64,5	63,5	154,5	45,9	45,0	45,2	40,0	31,0	32,0		
3,0	110	190	-17,8	-0,1	-0,1	-1,9	-21,1	-7,1	64,5	64,5	66,5	65,5	153,5	46,0	45,1	45,5	39,9	37,5	32,2		
4,0	110	190	-17,8	-0,2	-0,2	-2,0	-21,1	-7,1	68,5	68,5	68,5	67,5	153,5	46,0	45,0	45,2	40,0	42,0	32,0		
5,0	110	190	-17,9	-0,5	-0,5	-2,1	-21,2	-7,2	69,5	69,5	71,5	68,0	153,0	46,0	45,0	45,5	40,0	47,5	32,5		
5,5	110	190	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	50,5	32,5		
6,8	75	0	-16,9	6,5	6,1	5,9	-21,8	5,0	62,5	61,5	63,5	42	149,5	35,5	34,2	42,2	31,0	53,0	25,2		
7,8	75	0	-17,0	6,2	5,8	5,5	-22,8	2,2	62,0	60,5	63,0	41,5	149,5	35,2	33,9	42,2	30,2	53,5	25,5		
Протягом 9,5 годин апарат працював на 110 Вт, додатковий нагрівач був вимкнений																					
9,5	110	0	-22,0	-4,5	-4,8	-6,1	-25,8	-12,0	75,0	75,0	77,0	72,5	155,5	39,1	40,8	43,8	32,2	56,5	26,0		
Перехід з 110 Вт на 60 Вт																					
1,0	60	0	-21,1	-1,8	-1,9	-2,5	-25,1	-4,9	57,0	56,5	61,5	41,5	142,0	33,0	32,8	41,8	30,2	56,0	25,0		
2,0	60	0	-20,9	0,2	0	-0,8	-24,9	-3,0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	55,5	25,2		
3,25	60	0	-19,9	1,9	1,9	1,1	-24,5	-1,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	54,5	25,8		
4,75	60	0	-20,0	2,5	2,2	1,9	-24,8	-0,9	57,0	56,5	59,5	41,0	141,5	32,9	32,1	41,5	30,2	54,5	25,0		
5,6	60	0	-20,1	3,1	3,0	2,2	-24,8	0,1	54,5	55,5	58,5	40,5	141,5	32,5	32,2	41,5	30,2	54,5	25,1		

Продовження таблиці Г.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
6,5	60	0	-20,1	3,9	3,5	2,9	-24,9	0,2	53,5	54,5	58,5	41,5	141,0	32,1	30,1	41,5	32,8	54,0	25,0
7,5	60	0	-19,9	4,2	4,0	3,2	-24,9	1,0	51,0	53,0	61,0	41,0	141,0	32,0	30,1	41,5	32,8	53,5	25,0
8,5	60	0	-19,9	4,5	4,2	3,9	-24,8	1,2	51,0	49,5	61,5	41,0	141,0	32,5	30,9	41,5	33,1	53,5	25,2
Протягом 16 годин АХП працював на 110 Вт, додатковий електронагрівач був вимкнений																			
16,0	110	0	-22,2	-4,8	-4,9	-6,1	-26,9	-12,1	69,0	69,0	71,5	61,5	149,0	37,8	29,0	48,0	38,5	48,0	25,0
Навчальна температура води 9,5 °С. Протягом години працював додатковий електронагрівач потужністю 195 Вт																			
1,0	110	195	-16,9	-1,1	-1,1	-2,5	-21,1	-8,0	54,5	54,0	55,5	54,0	152,5	45,2	44,5	45,1	39,0	13,0	32,0
2,1	110	0	-16,9	-0,8	-0,9	-2,1	-21,1	-7,8	55	54,5	56,5	56,5	152,0	45,5	45,0	45,1	39,2	14,5	32,5
2,7	110	0	-16,2	-0,8	-0,8	-2,0	-21,0	-7,8	55,5	55,0	56,5	57,0	152,5	46,0	45,0	45,1	39,2	15,5	32,2
3,7	110	0	-16,2	-0,2	-0,5	-2,0	-21,0	-7,2	55,5	55,0	56,5	56,5	152,0	45,5	45,0	45,0	39,8	15,5	32,5
4,8	110	0	-16,2	-0,1	-0,2	-2,0	-20,9	-7,1	56,0	56,0	57,0	56,5	152,5	45,5	45,1	45,1	39,2	16,5	32,5
5,8	110	0	-16,5	0,0	-0,2	-1,9	-20,9	-7,2	56,0	56,0	57,5	56,5	152,5	45,1	45,0	45,0	38,9	17,5	32,5
6,9	110	0	-16,1	0,0	-0,2	-1,8	-20,8	-7,1	56,0	56,0	57,0	58,0	154,0	45,8	44,8	45,0	39,2	17,5	32,2
8,5	110	0	-16,5	-0,1	-0,2	-1,8	-20,8	-7,1	56,0	56,0	57,5	57,5	154,5	45,8	45,0	45,2	40,0	18,5	32,5
10,0	110	0	-16,0	0,0	0,0	-1,5	-20,2	-7,0	57,0	56,5	58,5	58,0	154,5	45,5	45,0	45,2	40,0	19,0	33,0
11,5	110	0	-16,0	0,1	0,0	-1,5	-20,8	-7,0	57,0	57,0	58,5	58,0	154,0	45,8	45,2	45,2	39,8	20,0	32,5
12,8	110	0	-15,9	0,1	0,0	-1,5	-20,5	-7,1	58,0	58,0	59,5	60,0	154,0	46,0	45,2	45,2	39,5	21,0	32,2
13,7	110	0	-16,0	0,1	0,0	-1,4	-20,5	-7,0	58,0	58,0	59,5	59,5	154,0	46,0	45,2	45,2	39,5	21,5	32,2
24,4	110	0	-16,9	-0,2	-0,8	-2,1	-21,0	-7,8	60,5	60,0	61,5	61,5	150,5	45,1	45,0	45,2	39,2	27,0	32,8
25,4	110	0	-16,9	-0,1	-0,5	-2,0	-21,0	-7,9	59,5	60,0	61,5	60,5	151,5	45,0	44,8	45,0	38,2	27,5	32,1
28,4	110	0	-16,8	-0,2	-0,5	-2,1	-21,0	-7,5	61,0	61,0	62,5	61,5	153,0	45,9	44,2	45,1	39,1	28,5	32,2
29,5	110	0	-16,2	-0,1	-0,5	-2,0	-20,9	-7,2	61,5	61,5	63,0	62,5	154,0	45,9	44,5	45,1	39,1	29,5	32,2
30,5	110	0	-16,2	-0,2	-0,5	-2,0	-21,0	-7,5	61,5	61,5	63,0	63,5	153,0	46,0	44,5	45,1	39,8	29,5	32,2
31,5	110	0	-16,5	-0,2	-0,3	-2,0	-21,0	-7,2	62,0	62,0	63,0	64,0	154,0	46,0	44,8	45,1	39,8	30,0	32,5
32,5	110	0	-16,5	-0,1	-0,2	-1,9	-21,0	-7,2	62,0	62,0	63,0	63,5	154,5	46,2	44,8	45,2	40,0	30,0	32,0
33,6	110	0	-16,2	-0,1	-0,2	-1,9	-21,0	-7,2	62,5	62,0	63,5	64,0	155,0	46,2	44,8	45,2	40,0	30,0	32,0
34,4	110	0	-16,5	0,0	-0,1	-1,9	-21,0	-7,2	62,0	62,0	63,8	64,0	155,0	46,2	44,8	45,1	40,0	30,0	32,2
36,4	110	0	-16,0	0,0	-0,1	-1,9	-20,8	-7,1	62,5	62,5	64,0	64,0	155,0	46,2	44,9	45,2	40,0	31,0	32,2

Продовження таблиці Г.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Протягом 10 годин АХП працював з змінною температурою навколишнього середовища																			
46,7	110	0	-18,0	-0,8	-1,0	-2,8	-23,0	-8,7	64,5	64,0	66,0	64,0	152,0	41,0	43,0	44,0	35,5	34,5	29,2
48,0	Ручка терморегулятора у положенні "1", температура повітря 25 °С																		
50,5	110	0	-17,0	6,1	6,1	5,1	-23,0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	26,0
50,8	0	0	-11,8	6,1	6,1	5,6	-13,0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25,5
52,3	0	0	-11,8	6,0	6,0	5,5	-13,0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25,0
52,8	110	0	-17,5	5,8	5,8	5,0	-23,0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25,0
53,4	0	0	-11,8	6,0	6,0	5,5	-12,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25,0
53,4	Ручка терморегулятора у положенні "1,5"																		
56,0	110	0	-17,9	4,9	5	4,0	-22,9	0,2	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25,5
59,0	0	0	-12,8	5,5	5,2	4,8	-13,8	3,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	35,5	25,1
59,5	110	0	-17,2	4,9	5,0	4,0	-23,5	0,2	50,2	–	–	–	–	35,0	34,0	34,8	28,0	35,5	25,2
59,6	0	0	-13,1	5,5	5,2	4,8	-14,1	3,5	44,0	44,0	45,2	42,0	136,0	29,8	28,8	27,2	25,5	35,5	25,2
59,8	110	0	-18,2	4,9	5,0	4,0	-23,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	35,5	25,5
60,0	0	0	-13,2	5,5	5,2	4,8	-14,5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	35,5	25,5
61,1	110	0	-18,0	4,9	5,0	4,1	-23,9	0,5	56,5	55,5	56,5	42,5	148	33,1	37,0	42,0	30,1	35,5	25,2

За 6,5 годин добова витрата електроенергії склала 1,536 кВт·год. За 12,66 годин витрата електроенергії склала 1,564 кВт·год.

ДОДАТОК Д
ІНФОРМАЦІЯ ПРО ПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ



ОАО «ЗОНТ»

проспект Небесної сотні, 103, г. Одеса, Україна, 65104
Тел/факс: (048) 715 69 50
E-mail: oozont@te.net.ua URL: www.zont.com.ua

Ректору
Одеського національного
технологічного університету
проф. Ларисі ІВАНЧЕНКОВИЙ

65039, Одеса, Канатна, 112

Повідомляємо, що починаючи з 2009 року, наше підприємство співпрацює з кафедрою нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики Вашого університету в рамках розробки холодильного обладнання абсорбційного типу.

Початок робіт був пов'язаний з ініціативою співробітників Аріельського університету (Ізраїль) щодо спільної розробки абсорбційних холодильних систем отримання води з атмосферного повітря на базі сонячних колекторів, які дозволили частково вирішити проблеми дефіциту води в країнах Середземномор'я.

Одним із практично важливих напрямків спільних розробок є розробка сучасних побутових холодильних приладів із новими споживчими властивостями.

Цей напрямок було відображено у дисертаційних дослідженнях «Розробка комбінованих абсорбційних холодильних приладів» аспірантки Вашого університету Гратій Тетяні Іванівні під науковим керівництвом професора Тітлова Олександра Сергійовича.

Спільні роботи проводились з 2019 року та їх результатом стала дослідна конструкція побутового холодильного приладу з додатковою нагрівальною камерою, температурні режими якої забезпечуються за рахунок утилізації скидної теплоти абсорбційного холодильного циклу.

У конструкції нового побутового приладу використано інноваційні технології передачі тепла за допомогою випарно-конденсаційного циклу у двофазному термосифоні.

Виконано експериментальні дослідження нової побутової моделі, які підтвердили її працездатність та прийнятні технічні характеристики. Так, у додатковій нагрівальній камері підтримувалася температура на рівні 65...70 °С, що задовольняє більшість технологічних процесів, що мають місце у побуті.

Розробка співробітників Вашої академії Гратій Т.І. та Тітлова О.С., досить прості у виготовленні та не вимагають спеціального технологічного обладнання та матеріалів. Наше підприємство має всі необхідні компоненти виробничого циклу для серійного випуску нової побутової техніки і за відповідного замовлення може організувати їхній промисловий випуск у найкоротший термін.

З повагою,
директор ВАТ «ЗОНТ»



І.Г. Челідзе

ДОДАТОК Е
МЕТОДИКА ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ
КОМБІНОВАНОГО АБСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ

Е.1 Генератор АХА

Генератор АХА призначений для випарювання аміаку та подачі слабого ВАР до абсорбера. Генератори можуть виконуватися або у вигляді термосифона або за комбінованою схемою, в яку разом з термосифоном входить кип'ятильник.

Теоретичні основи методу подачі рідини під дією своїх пар викладені в монографії Нібергалла [160]. Головним критерієм служить коефіцієнт подачі ϵ , який є відношенням витрат піднятої рідини G' і одночасно отриманої пари G'' :

$$\epsilon = \frac{G'}{G''}, \quad (\text{E.1})$$

Відзначено, що зі збільшенням діаметра труби до деякого критичного значення (для води – 16 мм), має місце сильне зменшення коефіцієнта подачі, потім він зменшується повільно. Це свідчить про зміну механізму процесу подачі. При малому діаметрі труби утворюються парові пробки, які витісняють вгору рідину «пробку». І тут подача йде або ривками, або періодично. Зі збільшенням діаметра по трубі тече суміш парових бульбашок та рідини (змішана подача).

Відповідно до ряду досліджень коефіцієнт подачі практично не залежить від теплового навантаження підйомної труби. З цього випливає, що для підйому певної кількості рідини, за інших рівних умов, до підйомної труби необхідно підвести тепла тим більше, чим вищий тиск в апараті. Так, при кипінні в термосифоні водоаміачної суміші зі збільшенням тиску в системі на 20 % (з 19 бар до 23 бар) витрата пари знизився на 28 %, коефіцієнт подачі змінився на 34%.

Е.2 Дефлегматор АХА

Пари, що надходять з генератора, є сумішшю води і аміаку. Традиційно розділення парової суміші проводиться методом дефлегмації висококиплячого компонента (води) - розділення парової суміші шляхом часткової конденсації при відводі тепла.

Залежно від різниці температур стінки теплообмінної поверхні апарату та температури конденсації холодоагенту в дефлегматорі можуть існувати два

граничні режими роботи [99]. Перший режим характеризується температурою стінки теплообмінної поверхні нижчою, ніж температура насичення холодоагенту при цьому тиску. У цьому режимі відбувається спільна конденсація компонентів їхнього взаємного розчинення.

Другий режим роботи дефлегматора характеризується температурою стінки вищою, ніж температура насичення холодоагенту при цьому тиску. У цьому випадку конденсуються тільки пара абсорбенту і рідина, що утворюється, поглинає пар холодоагенту.

Практичні дефлегматори працюють у проміжному режимі, причому, частина теплообмінної поверхні за умов першого, а частина – за умов другого. При роботі дефлегматора в умовах другого режиму кількість одержуваної флегми близька до розрахункових значень, переохолодження флегми невелике, режим термодинамічне вигідніший за перший.

Для розрахунку першого режиму роботи може бути використане отримання теоретичного рівняння [22]:

$$Nu_{ж,д} = 0,037 \cdot (Re_{пл}^{0,75} - 180) \cdot Pr_{ж}^{0,42} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot (1 + 0,95) \cdot a \quad (E.2)$$

$$\text{де } a = \frac{\Delta M_1 \cdot Cp_1 + \Delta M_2 \cdot Cp_2}{\bar{\alpha}};$$

ΔM_1 и ΔM_2 – потік пари першого та другого компонентів.

При розрахунку другого режиму для практично нерухомої пари може бути використане емпіричне рівняння [23]:

$$Nu_{ж,д}^* = 28,5 \cdot Re_{пл}^{0,8} \cdot Pr_{см}^{0,33}, \quad (E.3)$$

де $\alpha^* = Nu^* \frac{\lambda_{см}}{d}$ умовний коефіцієнт теплообміну, що включає сумарний тепловий потік [52].

Для пари, що рухається [52]:

$$Nu_{ж,д}^* = 0,154 \cdot Re_{пл}^{0,8} \cdot Re^{1,25} \cdot Pr_{см}^{0,33}, \quad (E.4)$$

де $Re = \frac{W_{cm}'' \cdot d}{\nu_{cm}''}$ – число Рейнольдса для парової суміші.

Е.3 Конденсатор АХА

Аналіз роботи АХА показує, що в залежності від ряду режимних параметрів, до яких відносяться: витрата пари, геометрія теплообмінної поверхні, умови охолодження можуть існувати в загальному випадку два режими конденсації:

- 1) плівкова конденсація пари чистого холодоагенту [89, 97];
- 2) плівкова конденсація холодоагенту ПГС на виході конденсатора у зоні розділу парогазового фронту [3, 7, 55, 129, 137].

Розрахункові співвідношення для теплообміну при конденсації різних поверхнях в діапазонах, характерних режиму роботи АХА, представлені в табл. Е.1 (при конденсації чистого холодоагенту) та в табл. Е.2 (конденсація холодоагенту з ПГС).

Е.4 Абсорбер АХА

Абсорбер у схемі АХА виконує функцію очищення інертного газу - водню від пари аміаку та входить до складу контуру природної циркуляції (КЕЦ) АХА [3].

Сучасні АХА являють собою змійкові слабонахилені протиточні абсорбери, у верхню частину яких подається слабкий ВАР, а в нижню частину потік насиченої ПГС [2, 3].

При контактній взаємодії потоків ВАР та ПГС здійснюється поглинання (абсорбція) пари аміаку слабким ВАР із ПГС. Насичений аміаком (міцний) ВАР стікає в ресивер, а очищена від аміаку ПГС піднімається у випарник. Циркуляція ПГС в КЕЦ здійснюється за рахунок різниці густин, яка утворюється за рахунок відмінності складу суміші в опускному та підйомному каналах КЕЦ.

Процес абсорбції пари аміаку з ПГС йде з виділенням теплоти фазового переходу та змішування [89, 111].

Це тепло потрібно відводити, оскільки зі зростанням температури рівновага

у ВАР зсувається у бік менших концентрацій, що, зрештою, призводить до зниження енергетичної ефективності АХА [102].

Режими роботи АХА дозволяють використовувати абсорбери тільки двох типів: поверхневі і плівкові (ПГС і рідина стикаються на поверхні рідкої плівки [117]).

Тепломасообмін у плівковому абсорбері визначаються гідродинамікою перебігу рідкої плівки та масообміном при абсорбції [8, 70].

Для добре розчинних газів основний опір масопередачі при абсорбції зосереджено в газовій фазі (близько 95%), а для погано розчинних газів розподілено приблизно рівномірно в рідкій та газовій фазі [27].

Теплообмін помітно впливає на спільний тепломасоперенесення при абсорбції лише в апаратах з повітряним охолодженням.

Відомо [10, 51, 70, 63, 68, 125, 126], що значний вплив на тепломасообмін надають гідродинамічні умови перебігу рідини всередині масообмінного апарату. Для розрахунку процесів в абсорбері потрібно знати значення середньої швидкості рідкої фази та товщину плівки.

Таблиця Е.1

Розрахункові співвідношення при конденсації чистої пари холодоагенту

Формула	Примітка	Джерело
1. Горизонтальні труби і канали (пар, що повільно рухається)		
$\bar{\alpha} = 0,56 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho'_S \cdot \lambda_S^3}{v'_S \cdot (t_S - t_{CT}) \cdot d_{BH}}}, (1.5)$	d – внутрішній діаметр труби	[107]
$\bar{\alpha} = 8690 \cdot q^{-0,2} \cdot d_{BH}^{-0,33} = 1940 \cdot (t_S - t_{CT})^{-0,167} \cdot d_{BH}^{-0,275}, (E.6)$	Для аміаку при $Re'' < 7 \cdot 10^4$; де $Re = \frac{W \cdot d_{BH}}{v'_S}$	[62]
2. Конденсація на пористих поверхнях		
Сіткова КС		
$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{\lambda_{\Phi}}{\delta_{\Phi}} \cdot X_0 + \frac{L - X_0}{\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}} + \lambda'_S} \right), (E.7)$	L – довжина ділянки конденсації, δ_{Φ} – товщина КС, X_0 – координата виходу плівки конденсату на поверхню КС, δ – товщина плівки конденсату	[94]
Профільування КС (різьба)		
$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_0} = ((1 - 2,5 \cdot B)^4 + \frac{1,7}{10^6} \cdot B^{25} \cdot (\sigma \cdot g \cdot \rho'_S \cdot \frac{L}{\Gamma \cdot \mu'_S})^{1,5} \cdot (1 - 2,5 \cdot B)^3)^{\frac{1}{3}}, (E.8)$	де $B = \frac{n \cdot \delta_{\Phi}}{\pi \cdot d}$, $\bar{\alpha}$ – середній коефіцієнт теплообміну для гладкої труби; L – довжина труби; d – діаметра труби; δ_{Φ} – глибина різьби; n – число витків на 1 м труби.	[17, 147]

Розрахункові співвідношення для конденсації пари холодоагенту з ПГС

Розрахунковий опір	Примітка	Джерело
1. Теоретичні співвідношення		
$\frac{\bar{\alpha}_{\text{ПГ}}}{\bar{\alpha}_0} = \left(\frac{t_0 - t_{\text{СТ}}}{t_\delta - t_{\text{СТ}}}\right)^{\frac{3}{4}}, \quad (1.9)$ <p>Где $t_\delta = t_0 \cdot (1 - (D - \sqrt{D^2 - C})^{\frac{4}{3}})$</p>	$K = \frac{1,43 \cdot S_c^2 \cdot (1 + S_c^{-1}) \cdot (\lambda'_S)^3 \cdot (\rho'_S)^2 \cdot g}{\rho_{\text{ПГ}} \cdot W_{\text{ПГ}} \cdot \mu_{\text{ПГ}} \cdot 4 \cdot \mu'_S \cdot r^3} \cdot l^{\frac{1}{2}},$ $D = \frac{1,427 \cdot (t_0 - t_{\text{СТ}})^{\frac{3}{4}} \cdot t_0^{\frac{3}{4}} \cdot K + \frac{2,52}{y}}{2 \cdot (0,295 \cdot t_0^{\frac{2}{3}} \cdot K + \frac{1,71}{y})},$ $C = \frac{1,097 \cdot (t_0 - t_{\text{СТ}})^{\frac{3}{2}} \cdot t_0^{\frac{3}{4}} \cdot K + 1,55}{0,295 \cdot t_0^{\frac{2}{3}} \cdot K + \frac{1,71}{y}},$ <p>$\bar{\alpha}_0$ - середній коефіцієнт теплообміну при конденсації чистої пари; t_0 - температура парогазової суміші; t_δ - температура поверхні плівки рідини</p>	[29, 66, 129, 137]
2. Апроксимація експериментальних даних при конденсації		
$\frac{\bar{\alpha}_{\text{ПГ}}}{\lambda_S} \cdot \left(\frac{v'_S}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = C \cdot \left(\frac{p'}{p}\right) \cdot \text{Fr}_{\text{ж}} \cdot \text{Ga}_{\text{ж}}^{\frac{1}{3}})^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,5} \cdot \text{Re}_{\text{пл}}^{-0,1}, \quad (E.10)$	<ol style="list-style-type: none"> 1. При $\text{Re}_{\text{пл}} \geq 150$, $C=0,0115$, $n=1$ 2. При $\text{Re}_{\text{пл}} < 90$, $C=0,069$, $n=0,5$ 	[36]

У[117] наведено розрахункові формули для середньої швидкості та товщини плівки при перебігу рідини в гладких трубах (табл. Е.3), які, однак, не дозволяють оцінювати зміну товщини плівки та її середньої швидкості залежно від витрати рідини та величини змоченої поверхні. Ці фактори враховують [68] поправочними коефіцієнтами K_v та K_d у рівнянні Нуссельта [117].

Значення K_v та K_d апроксимуються залежністю:

$$K_d = 0,977 - 2,69 \cdot 10^{-5} \cdot d^{2,96}, \quad (\text{E.11})$$

$$K_v = 1,255 - 0,116 \cdot \lg(V_{ж}), \quad (\text{E.12})$$

де $V_{ж}$ – об'ємна витрата, м³/с;

d – внутрішній діаметр труби абсорбера, мм.

З урахуванням (E.11) - (E.12) рівняння Нуссельта набуває вигляду:

$$U = 1,48 \cdot K_d \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{L \cdot \sin \alpha}{d^2 \cdot \rho_{ж} \cdot \mu_{ж}}}, \quad (\text{E.13})$$

Таким чином, швидкість течії рідкої плівки залежить від витрати рідини, її фізичних властивостей, розмірів апарату та його орієнтації у просторі.

Значний вплив на тепломасообмін через зміну гідродинамічних умов руху рідкої плівки надає шорсткість внутрішньої поверхні апарату.

Виділяють два якісні режими [57], коли товщина плівки:

1) у 2...3 рази більше виступів шорсткості (при цьому шорсткість практично не впливає на гідродинамічні параметри потоку та поверхню течії приймають гладкою);

2) порівняно з висотою виступів шорсткості, їх вплив на гідродинамічні параметри та тепломасообмін значний.

Регулярна шорсткість, зокрема, є причиною виникнення хвиль поверхні плівки. Є ряд теоретичних моделей руху потоку по регулярній шорсткості [38, 56, 24], проте практичне використання отриманих співвідношень важко через відсутність емпіричних коефіцієнтів, що входять до них.

Відомі експериментальні дослідження впливу виду та розмірів упорядкованої шорсткості протягом рідкої плівки ($Re_{ж}=20...10600$)[19]:

$$S = A \cdot \sqrt{\frac{v_{жс}}{g}} \cdot \text{Re}_{жс}^n, \quad (\text{E.14})$$

$$\bar{U} = c \cdot \sqrt{v_{жс} \cdot g} \cdot \text{Re}_{жс}^k, \quad (\text{E.15})$$

де A, c, n, k - експериментальні коефіцієнти.

В роботі [113] робиться висновок, що у апаратах з гравітаційним перебігом малов'язких рідин максимальна інтенсифікація тепломасообміну можна досягти з використанням штучної шорсткості стіни з поперечними потоку рисками. Зі збільшенням розмірів шорсткості інтенсивність тепломасообміну зростає. При ламінарному режимі перебігу максимальна інтенсифікація (в 1,5...5 разів) досягається при використанні поперечної накатки з відносним кроком 8,33...10 [67, 68, 70].

Дослідження щодо масопередачі у поверхневих абсорберах фактично не проводилися. Для розрахунку масообміну в поверхневих абсорберах рекомендують емпіричну формулу [4]:

$$Nu'_r = 0,2 \cdot \text{Re}_r^m \cdot (\text{Pr}'_r)^{-1,2}, \quad (\text{E.16})$$

де $m = 0,63 \cdot (\text{Pr}'_r)^{0,3}$ розрахунку плівкових абсорберів отримано ряд теоретичних рівнянь інтегруванням диференціальних рівнянь дифузії, при яких припущення про розподіл швидкостей у потоці газу та концентрації на межі розділу фаз (табл. E.4).

Результати низки експериментальних досліджень масообміну в газовій фазі при абсорбції оброблені в безрозмірній формі:

$$Nu'_r = A \cdot \text{Re}_r^m \cdot (\text{Pr}'_r)^n \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^k, \quad (\text{E.17})$$

де A, m, n, k - емпіричні коефіцієнти (табл. E.5).

Оскільки в масообмінних апаратах гідравлічний опір обумовлений тертям газу про поверхню рідини, розрахунок можна виконати за допомогою гідродинамічної аналогії [91]:

$$St'_r = 0,125 \cdot (0,11 + 0,9 \cdot \left(\frac{\mu_{жс} \cdot \bar{U}}{\sigma}\right)^{\frac{2}{3}}) \cdot \text{Re}_{ог}^{-0,16} \cdot (\text{Pr}'_r)^{\frac{2}{3}}, \quad (\text{E.18})$$

де $Re_{or}^{0,16}$ – критерій Рейнольдса, визначається за відносною швидкістю газу;

St_r' – критерій Стантона, який визначається абсолютною швидкістю газу.

Масовіддачу в рідкій фазі при нерухомій або повільно поточній рідині можна розрахувати за рівнянням для вільної конвекції [116]:

$$Nu'_{ж} = C \cdot \left(\frac{m_{пг} - m_a}{\bar{m}_{ж}} \cdot \Delta X \right)^m \cdot (Pr'_{ж})^n \cdot \left(\frac{g_{прис}}{l} \right)^q, \quad (E.19)$$

де ΔX - різниця складів компонента в рідині біля поверхні і в основній масі;

l – найменша сторона дзеркала рідини

Розрахункові співвідношення для середньої швидкості та товщина плівки при перебігу в гладких трубах

Режим руху	Розрахункові	Примітка
1. Ламінарна течія плівки з гладкою поверхнею розділу ($Re_{ж} < 30$)	$S_{пл} = 0,9085 \cdot \vartheta_{прив} \cdot Re_{ж}^{\frac{1}{3}}, \text{ (E.13)}$ $\bar{U} = 0,276 \cdot (g \cdot \nu_{ж})^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{ж}^{\frac{2}{3}}, \text{ (E.14)}$	$Re_{ж} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_{ж}}$
2. Ламінарна течія плівки з хвилястою поверхнею розділу фаз ($Re_{ж} = 30 \dots 1600$)		Перехід від ламінарного з гладкою поверхнею до хвильового при $Re_{ж} = 2,43 \cdot K_F^{\frac{1}{11}}$, где $K_F = \frac{\rho_{ж} \cdot \sigma^3}{g \cdot \mu_{ж}^4}$
3. Турбулентний режим перебігу ($Re_{ж} > 1600$)	$S_{пл} = 0,207 \cdot \vartheta_{прив} \cdot Re_{ж}^{\frac{8}{15}}, \text{ (E.15)}$ $\bar{U} = 2,3 \cdot \left(\frac{g}{\rho_{ж}}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\Gamma^{\frac{7}{15}}}{\mu^{\frac{1}{15}}}, \text{ (E.16)}$	

За визначальний розмір формули (E.28) приймають 1, постійні 3, m , n , q мають значення, наведені в табл. E.6.

Коефіцієнт масообміну в рідкій фазі при плівковому ламінарному перебігу може бути знайдений теоретичним шляхом інтегрування диференціального рівняння масообміну в рідкій фазі:

$$\frac{\partial y}{\partial \tau} + \bar{W} \cdot \Delta y = D \cdot \Delta y, \quad (\text{E.20})$$

Результати розв'язання рівняння (E.19) зведено у табл. E.7.

Аналіз табл. E.7 показує, що застосування наведених результатів обмежене через припущення, які практично зустрічаються рідко.

Експериментальні дослідження різних авторів зводилися до знаходження емпіричного коефіцієнта A та показників ступеня m , n , q у рівнянні виду:

$$Nu'_{жс} = A \cdot Re_{жс}^m \cdot (Pr'_{жс})^n \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^q, \quad (\text{E.20})$$

Для водоаміачної суміші при $Re_{жс}^m = 20 \dots 300$ значення постійні $A = 0,005$; $m = 1,0$; $n = 0,5$; $q = 0$.

Відомим способом інтенсифікації масообміну в плівці рідини є турбулізація потоку шляхом створення штучної шорсткості [24, 56, 90, 112, 113, 114, 115]. У припущенні параболічного профілю швидкості в плівці рідини аналітично отримано вираз визначення $\beta_{жс}$ при русі плівки рідини по поверхні з регулярною шорсткістю [90]:

$$\beta_{жс} = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{D_{жс} \cdot W_{жс}}{S}} \cdot (1 + 0,6 \cdot (0,4 \cdot n \cdot \delta)^2), \quad (\text{E.21})$$

Таблиця Е.4 – Розрахункове співвідношення для масообміну в газовій фазі
і при абсорбції

Розрахункові формули	Діапазон застосування	Основні припущення	Джерело
$Nu_r' = 0,5 \cdot Re_r \cdot (Pr_r') \cdot \left(\frac{d}{l}\right), (E.23)$	$Re_r \cdot (Pr_r') \cdot \frac{d}{l} < 4.5$ $Re_r < 2300$ (довга труба)	Параболічний профіль швидкостей газового потоку по перерізу апарату	[117]
$Nu_r' = 1.62 \cdot Re_r^{\frac{1}{3}} \cdot (Pr_r')^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}, (E.24)$	$Re_r \cdot (Pr_r') \cdot \frac{d}{l} > 13$ $Re_r < 2300$ (коротка труба)	Швидкість газового потоку в перерізі постійна	[116]
$Nu_r' = A \cdot Re_r^{0.75} \cdot (Pr_r')^{0.5} \cdot \left(\frac{l}{d}\right), (E.25)$ де: A – емпіричний коефіцієнт	$Re_r > 2300$ (коротка труба)	Швидкість газового потоку в перерізі постійна	[91]
$Nu_r' = 2 \cdot Re_r^{0.5} \cdot \Phi \cdot (Pr_r'), (E.26)$ де: $\Phi(Pr_r')$ – функція залежить від швидкості руху та фізичних властивостей газової фази	$Re_r < 2300$	I. Експонентний закон зміни профілю швидкостей у перерізі газового потоку II. Гладка міжфазова поверхня	[13]
$\beta_r = \frac{2 \cdot D}{l} \cdot Re_r^{0.5} \cdot G \cdot (Pr_r'), (E.27)$ де: $G(Pr_r')$ – функція, яка залежить від швидкості руху та фізичних властивостей газової фази	$Re_r \cdot (Pr_r') \cdot \frac{d}{l} > 13$ (коротка труба)	I. Довжина міжфазній поверхні нескінченна у вертикальному напрямку	[14]

Таблиця Е.5 – Емпіричні коефіцієнти у рівнянні (Е.21)

Процес					Примітка	Джерело
Абсорбція NH_3 водою із суміші $NH_3 + H_2$						
а) протитечія	0,1970	0,570	0,500	0,2	$Re_{\Gamma} < 1800$	[67, 70, 88]
	0,0156	0,910	0,500	0,2	$Re_{\Gamma} > 1800$	
б) прямотік	0,1510	1,000	1,000	0,2	$Re_{\Gamma} > 1400$	
	0,0117	0,930	0,500	0,2	$Re_{\Gamma} < 1400$	
Абсорбція NH_3 водою із суміші $NH_3 + H_2$	0,2900	0,576	0,500	-0,2	$Re_{\Gamma} = 200 \dots 2000$	[67]
Абсорбція NH_3 водою із суміші $NH_3 + H_2$	0,6000	0,576	0,500	-0,2	Поперечна накатка: $S/h=5$	[70]

Таблиця Е.6 - Коефіцієнти у рівнянні (Е.28)

$V = \frac{m_{\text{пг}} - m_{\text{а}}}{\dot{m}_{\text{ж}}} \cdot \Delta X^m \cdot Pr'_{\text{ж}} \left(\frac{\vartheta_{\text{прив}}}{l} \right)^{-3}$	C	m	n	q
$10^3 \dots 10^9$	0,54	0,25	0,25	0,25
10^9	0,14	0,33	0,33	0

де S – крок між виступами штучної шорсткості;

δ – товщина плівки рідини;

$n = 6,28/S$ – хвильове число.

Формула (1.34) справедлива при $Re_{\text{жс}} = 40 \dots 350$.

Аналіз основних робіт з масообміну на шорсткої поверхні [24, 84, 87, 90, 112-115] показує, що оптимальні розміри шорсткості лежать у межах $S/h = 5 \dots 12$. Так, як прямокутної форми шорсткості $S/h \approx 8,33$; для сіток $S/h \approx 9,2$; для трикутної шорсткості $S/h \approx 8,6$; для похилих уступів $S/h \approx 5,3$ і т.Е.

Експериментальні дані, що характеризують вплив штучної шорсткості на масообмін у плівці рідини, що тече під дією гравітаційних сил, представлені у вигляді:

$$Nu'_{\text{жс}} = 0,0057 \cdot Re_{\text{жс}} \cdot (Pr'_{\text{жс}})^{0,5}, \quad (\text{Е.22})$$

Формула (Е.22) отримана для поперечної накатки ($S/h = 5$, $S = 5$ мм) при $Re_{\text{жс}} = 60 \dots 300$.

Виділення тепла при абсорбції призводить до порушення ізотермічності процесу. При поганому відведенні тепла (повітряне охолодження) це впливає на масообмін у фазах, оскільки порушується фазова рівновага суміші та змінюються теплофізичні властивості газу та рідини. В цьому випадку необхідно враховувати вплив теплообміну на спільне тепломасоперенесення.

Співвідношення для розрахунку коефіцієнта конвективного теплообміну в рідкій фазі наведено у табл. Е.8. Відомі дослідження абсорберів АХА [67-70, 72] були присвячені експериментальному вивченню процесів тепломасообміну процесів у їх типових конструкціях. У роботі [70] на основі результатів власних

досліджень розроблено методику конструкторського розрахунку типової конструкції.

Е.Е. Випарник

У випарнику рідкий холодоагент випаровується в ПГС, причому, при прямоточному випаровуванні парціальний тиск холодоагенту над рідиною, що випаровується, зростає від P_1 до P_2 і випаровування протікає в межах відповідних температур насичення $(t_1)_S$ і $(t_2)_S$. Найбільш низька температура випаровування $(t_1)_S$ визначається на початку процесу випаровування парціальним тиском аміаку в абсорбера, що надходить, очищеної ПГС [131].

Для розрахунку процесів тепломасообміну при випаровуванні можуть бути використані співвідношення, що наведені в табл. Е.9.

Слід зазначити, що в процесі випаровування рідини з пористих структур дійсні поверхні теплообміну та масообміну різні, оскільки рідина випаровується з усієї поверхні. Ця відмінність залежить від поглиблення рідини i , зрештою, визначається властивостями та структурою скелета капілярно-пористого тіла.

Зазначена причина ускладнює отримання досить загальних залежностей та порівняння досвідчених даних, отриманих у різних умовах [25, 39].

Таблиця Е.7 – Розрахункові співвідношення для масообміну в рідкій фазі

Розрахункова формула	Діапазон застосування	Допущення	Джерело
$1. \beta_{ж} = \frac{\pi}{\rho_{ж} \cdot l} \cdot (3,14 \cdot F_0 + 0,24), \text{ (Е.31)}$	$\text{Re}_{ж}^{0,33} \cdot (Pr'_{ж})^{0,5} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,55,17}, \text{ а також}$ <p>для малого часу контакту фаз</p>	<p>1.Параболічний розподіл швидкостей у перерізі плівки.</p> <p>2. Постійний склад компонентів межі розділу фаз</p>	[24]
$2. \beta_{ж} = \frac{D_{ж}}{\rho_{ж}} \cdot \left(3,14 + \frac{0,216}{F_0}\right), \text{ (Е.32)}$	$\text{Re}_{ж}^{\frac{2}{3}} \cdot (Pr'_{ж})^{0,5} \cdot \frac{d}{l}$	Те саме	[19]
$3. Nu'_{ж} = 0,56 \cdot \text{Re}_{ж}^{0,5} \cdot (Pr'_{ж})^{0,5} \cdot A, \text{ (Е.33)},$ <p>де A – коефіцієнт, що враховує швидкість та фізичні властивості рідини</p>	<p>Плівки відносно малої довжини з гладкою міжфазною поверхнею</p>	<p>1. Міжфазна поверхня гладка</p> <p>2.Швидкість рідини значно менша за швидкість газу.</p>	[13]

Е.6 Теплообмінники

Регенеративний теплообмінник парогазової суміші (РТПГС) призначений для охолодження очищеної ПГС, що йде у випарник, в процесі теплообміну холодної ПГС. Відомо [92, 102], що рівень температур у випарнику та його холодопродуктивність залежать від температури потоку ПГС.

Практично всі конструкції РТПГС виконані у вигляді труба в трубі з теплообміном через стінку внутрішньої труби.

Для розрахунку коефіцієнтів конвективного теплообміну можуть бути використані співвідношення:

а) для в'язкісного режиму (довга труба) [39]:

$$\overline{Nu} = 1,55 \cdot (Pe \cdot \frac{l}{d})^{\frac{1}{3}} \cdot (\frac{\mu_{CT}}{\mu_{ж}})^{0,14} \cdot \varepsilon_l, \quad (E.23)$$

б) для в'язкісного-гравітаційного режиму ($Gr \cdot Pr \geq 8 \cdot 10^5$) [60]:

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,15 \cdot Re_{ж}^{0,33} \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,1} \cdot (\frac{Pr_{ж}}{Pr_{CT}})^{0,25}, \quad (E.24)$$

в) для турбулентного режиму течії в кільцевих каналах [97]:

$$Nu_B = Nu_{TP} \cdot (1 - \frac{0,45}{24 \cdot Pr}) \cdot (\frac{d_H}{d_{BH}})^n \cdot \varepsilon_l, \quad (E.25)$$

$$\text{де } \varepsilon_l = \frac{0,1 \cdot (\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d})^{\frac{1}{7}}}{1 + 2,5 \cdot \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d}} ; ;$$

d_{BH} і d_H – діаметри внутрішньої та зовнішньої поверхні кільцевого каналу;

Nu_{TP} – критерій Нуссельта, що обчислюється для труб круглого перерізу з діаметром $d = d_H - d_{BH}$.

Таблиця Е.8 – Розрахункові співвідношення для теплообміну в рідкому середовищі в процесі абсорбції

Розрахункова формула	Діапазон	Процес	Джерело
$\alpha_{ж} = 0,72 \cdot \left(\frac{q_{абс}}{\delta \cdot \Delta t \cdot l}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\rho_{ж} \cdot \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж}}\right)^{0,3}, (E.36)$ <p>де : $q_{абс}$- інтегральна теплота абсорбції; Δt - різницю температур на межі плівки</p>	$Re_{ж} < 1200$	Абсорбція на вертикальних та горизонтальних трубах	[18]
$Nu_{ж} = 0,67 \cdot Re_{ж}^{0,11} \cdot \left(Pr_{ж} \cdot \frac{v_{прив}}{l}\right)^{0,33}, (E.37)$	$Re_{ж} < 1200$	Стікання рідини по вертикальній поверхні	[91]
$Nu_{ж} = 0,01 \cdot Re_{ж} \cdot (Pr_{ж})^{0,33}, (1.38)$	$Re_{ж} > 1200$	Стікання рідини по вертикальній поверхні	[91]

Зовнішній теплообмін при природному охолодженні ВАР у регенеративному теплообміннику розчинів (РТР) для різних конструктивних варіантів і робочих режимів може бути розрахований за співвідношеннями [39]:

а) для вертикальних стінок, труб при ламінарному режимі течії:

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,75 \cdot (Gr_{ж,l} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{СТ}}\right)^{0,25}, \quad (E.26)$$

б) для вертикальних стінок, труб при турбулентному режимі течії ($Gr_{ж,l} \cdot Pr_{ж} > 8 \cdot 10^{16}$):

$$\overline{Nu}_{ж,x} = 0,15 \cdot (Gr_{ж,x} \cdot Pr_{ж}^{\frac{1}{3}}) \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{СТ}}\right)^{0,25}, \quad (E.27)$$

в) для горизонтальної труби:

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,50 \cdot (Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{СТ}}\right)^{0,25}. \quad (E.28)$$

Таблиця Е.9 – Розрахункові формули для процесів тепломасообміну у прямоточних випарниках АХА

Розрахункові формули	Примітка	Джерело
$\overline{Nu} = 1,33 \cdot Re_{ПГ}^{0,42} \cdot Re_{ПЛ}^{0,27} \cdot \left(\frac{\Delta P}{P_s}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{P}{9,81}\right)^{-2,00} \quad (E.39)$ $\overline{Nu}' = 27,0 \cdot 10^{-4} Re_{ПГ}^{0,71} \cdot Re_{ПЛ}^{0,27} \cdot \left(\frac{\Delta P}{P_s}\right)^{0,16} \cdot \left(\frac{P}{9,81}\right)^{-0,48} \quad (E.40)$ $Nu = 67,0 \cdot 10^{-3} Re_{ПГ}^{0,91} \cdot Re_{ПЛ} \cdot \left(\frac{\Delta P}{P_s}\right)^{0,21} \cdot \left(\frac{P}{9,81}\right)^{-1,7} \quad (E.41)$	<p>Випаровування струмка аміаку в ПГС; (1.39) – віднесено до поверхні поділу фаз; (1.40, 1.41) – віднесено до внутрішньої поверхні випарника; ΔP – різницю парціальних тисків аміаку в парогазовій суміші безпосередньо над поверхнею розділу фаз і в основному потоці; P_s – парціальний тиск аміаку над поверхнею розділу фаз; P – загальний тиск у системі.</p>	<p>[25,26]</p>

Е.7. Закономірності руху ПГС до КЕЦ

Кратність циркуляції, припущення про ідеальний газовий стан суміші, може бути розрахована наступним чином [135]:

$$g_0 = \frac{1}{\frac{m_X}{m_\Gamma} \cdot \left(\frac{\bar{P}_X}{\bar{P}_\Gamma}\right)_{ucn} - \left(\frac{\bar{P}_X}{\bar{P}_\Gamma}\right)_{abc}}, \quad (E.29)$$

Масова витрата в ПГС пара аміаку:

$$G_X = G_0 \cdot \left(\left(\frac{\bar{P}_X}{\bar{P}_\Gamma}\right)_{ucn} - \left(\frac{\bar{P}_X}{\bar{P}_\Gamma}\right)_{abc}\right) \cdot \frac{m_X}{m_\Gamma}, \quad (E.30)$$

Для АХА істотне значення має величина оптимальної циркуляції ПГС, за якої забезпечується максимально можлива холодопродуктивність випарника.

Питому холодопродуктивність випарника АХА можна визначити за такою формулою:

$$q'_0 = q_0 - \overline{C_{P_{ПГ}}} \cdot g_0 \cdot (t'_{ucn} - t''_{ucn}), \quad (E.31)$$

де q_0 – питома холодопродуктивність;

$\overline{C_{P_{ПГ}}}$ – середня теплоємність ПГС;

$t'_{вип}$, $t''_{вип}$ – температура ПГС відповідно на вході та виході з випарника.

Для підвищення питомої холодопродуктивності (E.31) втрати на охолодження ПГС мають зменшуватися.

Кратність циркуляції залежить від складу циркулюючої бідної та багатой ПГС у випарнику, тобто, нижчої та вищої температури. Тому оптимальною є мінімальна кратність циркуляції [140].

Рухаюча сила циркуляції ПГС визначається за формулою [30]:

$$\Delta P = H \cdot g \cdot (\rho'_{ucn} - \rho''_{ucn}) + K_\delta, \quad (E.41)$$

де H – відстань між випарником та абсорбером по вертикалі, м;

ρ'_{ucn} , ρ''_{ucn} – щільність ПГС, відповідно, на вході та виході з випарника, кг/м³;

K_δ – еквівалентний натиск, що створюється конвективної дифузії, Па

$$K_\delta = 1,74 + 0,65 \cdot (1,2 - H)^2 \cdot \left(\frac{\xi_1}{\xi_2}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{\bar{T}_{abc}}{\bar{T}_{ucn}}\right)^{0,2}, \quad (E.42)$$

ξ_1, ξ_2 – склад бідної та багатой ПГС у цих умовах;

$\bar{T}_{\text{абс}}, \bar{T}_{\text{исп}}$ - середні температури абсорбції та випаровування, К.

Гідравлічний опір при циркуляції ПГС у КЕЦ визначаються за відомими методиками [35].

На кратність циркуляції ПГС впливають процеси тепломасообміну [56].

Відповідно до рівняння (Е.48) для одного холодоагенту кількість молей (g_0/m_T) не залежить від типу інертного газу, що застосовується [88].

Питома холодопродуктивність випарника (Е.31) зростає і зі зменшенням температурної різниці між бідною ПГС і багатой ПГС.

Розрахунок газового теплообмінника може бути виконано за методикою, яка враховує нерівномірність температур у випарнику АХА [63]. Розрахунок зведений до визначення температури бідної ПГС на вході у випарник з урахуванням нижчої температури випаровування:

$$T_{\text{ПГ}} = r \cdot \frac{(\mu_X^{BX})_{\text{исп}}}{(\mu_{\text{ПГ}}^{BX})_{\text{исп}}} \cdot \frac{1}{C'_{\text{ПГ}}} \cdot \frac{P_0 - P'_{\text{ПГ}}}{P - P''_{\text{ПГ}}} + T_0, \quad (\text{Е.43})$$

Далі розрахунок виконується за загальноприйнятими методиками.

Е.8. Висновки з ДОДАТКУ Е.5

1. При створенні холодильників з АХА можуть бути використані наступні перспективні технічні рішення: використання низькотемпературного потенціалу зовнішнього повітря в холодну пору року для холодильного зберігання продуктів та для відведення невикористаного тепла холодильного циклу ; додаткові стоки тепла на основі ТТ; енергозберігаючі способи керування АХА.

2. При розробці АХА можуть бути використані наведені вище співвідношення та методики розрахунку процесів гідрогазодинаміки та тепломасообміну в елементах АХА.