

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ХОЛОДКОВ АНДРІЙ ОЛЕГОВИЧ

УДК 621.575.932:621.565.92

ДИСЕРТАЦІЯ
УДОСКОНАЛЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ
АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

спеціальність: 05.05.14 «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціонування»
галузь науки: технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, резуль-
татів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



А.О. Холодков

Науковий керівник:
Тітлов Олександр Сергійович,
д-р техн. наук, професор

Ідетичен за змістом

з іншими примірниками дисертації

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 41.088.03



В.І. Мілованов

Одеса - 2017

АНОТАЦІЯ

Холодков А.О. Удосконалення режимів роботи генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування». – Одеська національна академія харчових технологій, Міністерство освіти та науки України, Одеса, 2017.

Найбільший ефект в енергозбереженні при експлуатації абсорбційних холодильних приладів (АХП) може бути досягнутий при вдосконаленні режимів роботи генераторного вузла.

Мета роботи – вдосконалення режимів роботи генераторних вузлів АХП.

Об'єкт дослідження – генераторні вузли АХП.

Предмет дослідження – температурні та енергетичні робочі режими, схеми і конструкції генераторних вузлів АХП.

Методи дослідження – теоретичні та експериментальні.

Виконано моделювання процесів тепломасообміну на підйомній ділянці дефлегматора в стаціонарному режимі та в перехідних процесах. При моделюванні процесів тепломасообміну враховувався процес дифузійного перенесення пари води з потоку до охолоджувальної стінки дефлегматора. Отримано розподіл температурних полів по дефлегматору в різних умовах експлуатації.

Було відзначено значну розрахункову різницю температур (від 10 до 36 °С) між потоком ВАС і стінкою дефлегматора в усіх режимах експлуатації. Цей результат отримано вперше і його слід враховувати при регулюванні теплового навантаження в генераторі-термосифоні по температурі в характерній точці дефлегматора.

Розрахунковим шляхом показано, що для зниження втрат при транспортуванні пари аміаку в конденсатор, теплова ізоляція на підйомній ділянці дефлегматора доцільна тільки при низькій температурі повітря навколишнього

середовища (10...17 °С) в діапазоні теплових навантажень генератора-термосифона 70...150 Вт.

Експериментальні дослідження показали приємну для інженерного проектування збіжність результатів моделювання і реальних характеристик, на прикладі температурних полів стінки дефлегматора. Така збіжність дозволяє зробити висновок про достовірність результатів моделювання в частині визначення реальної температури потоку за температурою стінки, яка може досягати 36 °С.

Запропоновано енергоощадний спосіб керування побутовим АХП однокамерного типу з НТО на прикладі моделі вітчизняного виробництва «Київ-410» АШ-160 в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища – від 8 до 35 °С. Спосіб передбачає варіювання теплового навантаження в генераторі-термосифоні в трьох умовних діапазонах температур зовнішнього повітря: 8...15 °С; 16...27 °С; 28...35 °С. Запропоновано нові енергоощадні конструкції й способи керування АХП при роботі в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря, що дозволяють економити від 18 до 36 % теплової енергії.

Проведено експериментальні дослідження серійної вітчизняної моделі АХП «Київ-410» для отримання реальних режимних параметрів експлуатації і коригування математичних моделей. Вперше показано відсутність впливу води в аміаку, що випаровується, при масовому вмісті її до 4 %.

З використанням результатів експериментальних досліджень проведена ідентифікація АХП як об'єкта керування в зоні знижених температур експлуатації та діапазонах теплових навантажень 0...70 Вт і 0...150 Вт, яка дозволить створити автоматизовані енергоощадні способи керування реальними АХП даного класу.

Запропоновано оригінальну конструкцію підйомної ділянки дефлегматора АХА, що здатна змінювати умови теплообміну на зовнішній поверхні при зміні температури повітря навколишнього середовища в автоматичному режимі без участі користувача.

Ключові слова: абсорбційний холодильний прилад, абсорбційний холодильний агрегат, генератор-термосифон, дефлегматор, енергоощадна система керування, математичне моделювання, експериментальні дослідження.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА:

- основні наукові результати дисертації:

1. Kholodkov A., Titlov A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. No 3. P. 31—40.
2. Мартынюк (Холодков) А.О., Проць Р.Н., Титлов А.С. Разработка схемных и конструктивных решений абсорбционных холодильных приборов, способных обеспечить необходимые температурные режимы хранения при работе с альтернативными и возобновляемыми источниками тепловой энергии. Наукові праці ОНАХТ. 2011. Вип. 39. Т.1. С. 128—136.
3. Холодков А.О., Титлов А.С. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип. 45. Т.1. С. 69—76.
4. Титлов А.С., Очеретяный Ю.А., Холодков А.О., Остапенко А.В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных. Холодильна техніка та технологія. 2016. № 52(6). С. 27—36.
5. Васылив О.Б., Титлов А.С., Холодков А.О. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 53(1). С. 20—26. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.535>.
6. Титлов А.С., Ищенко И.Н., Титлова О.А., Холодков А.О., Очеретяный Ю.А. Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 54(2). С. 21—28. : <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591>.
7. Титлов А.С., Холодков А.О. Повышение энергетической эффективности бытовых абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 55(3). С. 27—36.

8. Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А. Моделирование тепловых режимов дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 56(4). С. 17—24.
9. Холодков А.О., Титлов А.С. Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 57(5). С. 4—13.
- апробація матеріалів дисертації (основні публікації):
1. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Philosophy of Sciences: Humboldt-Kolleg (Odessa, September 8-11, 2010). Odessa: Book of abstract. P. 95—97.
2. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Удосконалення малої хладотеплотехніки – використання холоду в харчовій галузі: матеріали V Міжнар. наук.-техніч. конф. (Донецьк, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, 9-11 вересня 2010 р.). Донецьк: ДонНУЕТ, 2010. С.94—95.
3. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: тези докладів Міжнар. наук.-техніч. конф. (Миколаїв, 15-17 вересня 2010 р.). Миколаїв: НУК, 2010. С. 254—256.
4. Мартынюк (Холодков) А.О., Титлов А.С. Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов путем совершенствования режимов работы генераторного узла. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: збірник тез доповідей Міжнар. наук.-техніч. конф. (Одеса, 17-20 квітня 2011 р.). Одеса: ОНАХТ, 2011. С.81—82.
5. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: збірник тез докладів 7 - ої Міжнар.

наук.-техніч. конф. (Одеса, 14-16 вересня 2011 року). Одеса: ОДАХ, 2011. Частина 1. С.47—50.

6. Титлов А.С., Редунов Г.М., Холодков А.О. Разработка энергосберегающих принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Стратегия качества в промышленности и образовании: мат-лы IX Междунар. конф. (Варна, Болгария, 31мая-7 июня 2013 года). Т.III. С. 210—212. (Спец. выпуск междунар. науч. ж-ла «Acta Universitatis Pontica Euxinus»).

7. Titlov A.S., Kholodkov A.O. Scientific and Technical bases energy saving of domestic absorption refrigeration device. NEEFood – 2013: the Second North and East European Congress on Food (Kyiv, May 26-29, 2013). BOOK OF ABSTRATS. NUFT, Kyiv, Ukraine. S.159.

8. Титлов А.С., Васылив О.Б., Тюхай Д.С., Холодков А.О., Редунов Г.М. Энергосберегающие принципы управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: збірник наукових праць II Міжнар. наук.-техніч. конф. (Миколаїв, 10-11 жовтня 2013 р.). Частина 1. Миколаїв: НУК, 2013. С. 168—170.

9. Титлов А.С., Титлова О.А., Холодков А.О. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами: Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали V Міжнар. наук.-техніч. конф. (Миколаїв, 8-10 жовтня 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 299—301.

10. Титлова О.А., Холодков А.О., Титлов А.С. Анализ режимов теплообмена и гидравлического течения рабочего тела в генераторе абсорбционного холодильного агрегата. Казахстан-Холод 2015: сборник докладов Междунар. науч.-технич. конф. (Алматы, 19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. С. 96—101.

11. Осадчук Е.А., Холодков А.О. Анализ современного состояния исследований и разработок генераторов абсорбционных холодильных агрегатов. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Междунар. науч.-техніч.

конф. (Миколаїв, НУК, 12-14 жовтня 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 237—239.

- *додаткові наукові праці:*

1. Холодков А.О., Титлов А.С. Розроблення екологічно безпечного холодильника, що працює з використанням сонячної енергії: збірник наукових праць молодих учених, аспірантів та студентів. Одеса: ОНАХТ, 2012. Т. 2. С. 172—173.

ABSTRACT

Kholodkov A.O. Improvement of operating modes of generator sets of absorption refrigeration units. – Qualification scientific work according to manuscript rights.

Thesis for the Candidate degree in Technical Science on the specialty 05.05.14 «Refrigeration, vacuum and compressor equipment, air conditioning systems». – Odessa national academy of food technologies, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2017.

The greatest effect in energy saving during the operation of absorption refrigeration units (ARU) can be achieved by improving the operating modes of the generator set.

The goal of the work is to improve operating modes of ARU generator sets. The object of study is ARU generator sets. The subject of study is temperature and power operating modes, schemes and designs of ARU generator sets. Methods of study are theoretical and experimental.

The well-known fact of the nonoperability of ARA of the standard design (without heat isolation of the entire lifting section of the reflux condenser) in conditions of the low ambient temperature (10 °C) and minimum thermal load on the generator (70 W) was confirmed by results of the simulation.

By calculation it is shown that in order to reduce the losses during transportation of the ammonia vapor to the condenser, thermal isolation on the lifting section of the reflux condenser is only feasible at low ambient air temperature (10...17 °C) in the range of thermal loads of the generator 70...150 W.

Experimental studies have shown that simulation results and real characteristics, for an instance, of temperature fields of the reflux condenser wall are acceptable for engineering design. This convergence suggests the reliability of simulation results in terms of determining the actual temperature of the flow by the wall temperature which can reach 36 °C.

The energy saving method of control of the domestic single-chamber ARU with the low temperature camera is offered as an example on the domestic production model "Kyiv-410" in a wide range of ambient air temperatures – from 8 to 35 °C. The method involves variation of the thermal load in the generator in three conditional ranges of ambient air temperatures: 8...15 °C; 16...27 °C; 28...35 °C. New energy-saving constructions and methods of ARU control are offered for the work in a wide range of temperatures of external air, allowing to save from 18 to 36 % of thermal energy.

Experimental researches of the ARU serial domestic model "Kyiv-410" for obtaining the real operating parameters of operation and correction of mathematical models were carried out. For the first time the absence of water exposure to evaporated ammonia with a mass content of up to 4 % is shown.

Using the results of experimental researches, identification of the ARU as an object of control in the zone of reduced operating temperatures and ranges of thermal loads 0...70 W and 0...150 W, which will allow to create automated energy-saving methods for the management of real ARU of this class.

The original design of the lifting section of the ARU reflux condenser is proposed. It can change the heat transfer conditions on the external surface when the ambient air temperature changes in the automatic mode without user involvement.

Key words: absorption refrigeration units, absorption refrigeration aggregate, generator-thermosyphon, reflux condenser, control system, mathematical simulation, experimental research, energy saving.

ЗМІСТ

	Стор
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІ- РЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	11
ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ВИРОБНИЦТВА АБСОРБ- ЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ, РОЗРОБОК І МЕТОДІВ РОЗ- РАХУНКУ ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ У ЇХ СКЛАДІ. ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	20
1.1. Аналіз сучасного стану виробництва АХП.....	22
1.2. Аналіз сучасного стану енергоощадних розробок АХП.....	24
1.2.1. Удосконалення термодинамічних циклів і зниження незворотності шляхом вдосконалення елементів АХА.....	24
1.2.2. Способи енергоощадного керування АХП.....	32
1.3. Аналіз сучасного стану методів розрахунку генераторних вузлів АХП.....	33
1.4. Висновки і постановка завдань досліджень.....	38
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИ- ЛЬНИХ АГРЕГАТІВ.....	40
2.1. Моделювання режимів тепломасообміну в дефлегматорі АХА.....	40
2.2. Моделювання режимів теплообміну в генераторі-термосифоні.....	95
2.3 Висновки по розділу 2.....	97
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ І ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ У ЇХ СКЛА- ДІ.....	99
3.1. Цілі та завдання досліджень.....	99
3.2. Об'єкт експериментальних досліджень.....	99
3.3. Методика проведення експериментальних досліджень.....	103

3.4. Експериментальна установка.....	105
3.5. Результати експериментальних досліджень і їх аналіз.....	107
3.6. Ідентифікація моделі процесу виробництва штучного холоду в АХП як об'єкту керування.....	121
3.7. Висновки по розділу 3.....	133
РОЗДІЛ 4. ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ТА СПОСОБИ ЇХ ЕНЕРГООЩАДНОГО КЕРУВАННЯ.....	136
4.1. Енергоощадний спосіб керування АХП зі змінними умовами теплообміну на підйомній ділянці дефлегматора АХА.....	136
4.2. Енергоощадний спосіб керування АХП з двопозиційним режимом охолодження підйомної ділянки дефлегматора	146
ВИСНОВКИ.....	151
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	154
ДОДАТКИ.....	175
Додаток А. Список публікацій здобувача Холодкова А.О. за темою дисертації «Удосконалення режимів роботи генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів» і відомості про апробацію результатів дисертації.....	176
Додаток Б. Структурні схеми моделювання температурних полів дефлегматора, що складається з 20 елементарних ячійок.....	180
Додаток В. Інформація про використання результатів дисертаційної роботи на спеціалізованому енергомашинобудівному промисловому підприємстві Одеси (ТДВ «Зонт»).....	184

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

АХА	– абсорбційний холодильний агрегат;
АХП	– абсорбційний холодильний прилад;
ВАР	– водоаміачний розчин;
ВАС	– водоаміачна суміш;
ВЗХ	– Васильківський завод холодильників;
КПЦ	– контур природної циркуляції;
НТВ	– низькотемпературне відділення холодильного приладу;
ОНАХТ	– Одеська національна академія харчових технологій;
ПГС	– парогазова суміш;
РТР	– регенеративний теплообмінник розчинів;
ХК	– холодильна камера холодильного приладу;
SN	– клас кліматичного виконання побутового холодильного приладу – може експлуатуватися при температурі зовнішнього повітря від 10 до 32 °С;
G	– відноситься до генератора;
D	– відноситься до дефлегматора;
in	– відноситься до параметрів на вході;
out	– відноситься до параметрів на виході;
s	– відноситься до стану насичення пари або рідини;
W	– швидкість, м/с;
з	– зовнішній;
вн	– внутрішній;
α	– коефіцієнт теплообміну, Вт/(м ² ·К);
c	– питома масова теплоємність, Дж/(кг·К);
λ	– коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
i	– питома ентальпія, кДж/кг;

P	– тиск, МПа;
$M(\mu)$	– молярна маса, г/моль;
q	– щільність теплового потоку, Вт/м ² ;
r	– питома теплота пароутворення, кДж/кг;
$T(t)$	– температура, К (°С);
v	– питомий об'єм, м ³ /кг;
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);
G_o	– масова витрата пару (газу), кг/с;
Re	– число Рейнольдса;
Pr	– число Прандтля;
Nu	– число Нусельта;
Q_o	– холодопродуктивність випарника, Вт;
η	– тепловий коефіцієнт тепловикористовуючого абсорбційного холодильного циклу

ВСТУП

Незважаючи на невелику частку в асортименті моделей побутової холодильної техніки (в середньому 5-10 % [95]), побутові абсорбційні холодильні прилади (АХП), до складу яких входить абсорбційний холодильний агрегат (АХА), користуються попитом на світовому ринку побутової холодильної техніки завдяки широкому діапазону робочих температур – від мінус 24 °С (тривале низькотемпературне зберігання) до 12 °С (зберігання плодоовочевої продукції і охолоджених напоїв) [124], а також комплексу якосних показників, властивих тільки їм, таких як:

а) безшумність в роботі, що робить їх практично незамінними в готелях, офісах, кабінетах, житлових кімнатах, лікарнях і т.і.;

б) можливість роботи на неелектричних енергоносіях (природний газ, дизельне паливо, бензин, гас, пропан-бутан, біогаз, енергія сонячного випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння і т.і.;

в) можливість використання в одному апараті різних джерел енергії, наприклад, змінний струм (220 В), постійний струм (12 В і 24 В), паликовий пристрій.

Крім цього, АХП мають наступні переваги перед найбільш широко поширеними компресійними моделями [94, 146]:

а) високу надійність і тривалий ресурс експлуатації через відсутність в конструкціях компресора;

б) можливість роботи на електричних джерелах низької якості (діапазон напруги в мережі 160 ... 250 В);

б) нижчу собівартість (через відсутність в конструкціях кольорових металів), та, отже, доступність широким верствам населення.

Важливим позитивним аспектом виробництва АХП є і екологічна безпека робочого тіла (водоаміачного розчину з інертним газом-воднем) [7], що виключає дорогі заходи щодо переходу на природні холодоагенти.

Крім цього, недавні дослідження Очеретяного Ю.О. [65, 66] показали перспективи використання АХП як на автомобільному (при трясці), так і на річковому і малому морському транспорті (при нахилах і диферентах).

Разом з тим АХП мають підвищене, в порівнянні з компресійними аналогами, енергоспоживання при експлуатації через термодинамічні недосконалості абсорбційного холодильного циклу [91], наявності малоінтенсивних дифузійних процесів масообміну в випарнику і абсорбері [39] та втрати, пов'язані з випаровуванням і подальшим транспортуванням аміаку з генераторного вузла в конденсатор, і далі – у випарник [39, 40].

Як показав аналіз, найбільший ефект в енергозбереженні при експлуатації АХП при мінімальних змінах конструкції може бути досягнуто при вдосконаленні режимів роботи генераторних вузлів.

Таким чином, актуальними стають роботи з удосконалення режимів роботи генераторних вузлів АХП.

Рішення даної проблеми в більшості випадків зводиться до створення базових фізичних моделей, що забезпечують необхідний енергетичний вихід, однак, при цьому далеко не завжди беруться до уваги особливості реальних процесів гідродинаміки і тепломасообміну. Зокрема, до уваги не береться дифузійний опір процесу перенесення потоку пари при дефлегмації водоаміачної суміші (ВАС).

Тому основний напрямок сучасних досліджень АХА націлено на якісне отримання експериментальних даних. Як результат, встановлюється ціла система, що складається з ряду емпіричних параметрів, які далеко не завжди відкривають перед розробниками всі результати даних досліджень. В цьому випадку встановлюються тільки характерні особливості процесів для конкретних умов експерименту. Ось чому останнім часом гостро постало питання щодо створення базових фізичних моделей об'єктів дослідження з подальшим встановленням нетривіальних функціональних залежностей, які б посприяли не тільки більш повному освітленню фізики процесів, що протікають, а й дозволили б в окремих випадках якісно спрогнозувати результати.

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.);

– планів бюджетних науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України «Багатофункціональні абсорбційні сонячно-теплонасосні системи життєзабезпечення» (№ Держ. реєстр. 0112U000732, період 01.01.2013 – 31.12.2014) і «Розробка систем охолодження морських і річкових суден з використанням вторинних джерел тепла» (№ Держ. реєстр. 0115U000288, період 01.01.2015 – 31.12.2016), які були виконані на базі Проблемної науково-дослідної лабораторії холодильної техніки Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ);

– планів наукового напрямку досліджень кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є удосконалення режимів роботи генераторних вузлів АХП.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **основні завдання**:

а) провести аналіз сучасного стану розробок і досліджень генераторних вузлів АХП та визначити найбільш перспективні напрямки досліджень з енергозбереження при експлуатації;

б) розробити методику теплового розрахунку дефлегматора АХА, що враховує неідеальність перемішування потоку ВАС в радіальному напрямку, в стаціонарних і перехідних режимах, та з урахуванням специфіки роботи в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря;

в) провести експериментальні дослідження АХП з метою підтвердження або уточнення результатів моделювання;

г) розробити нові схеми і конструкції енергозберігаючих АХП і способи керування ними.

Об'єкт дослідження – генераторні вузли АХП.

Предмет дослідження – температурні та енергетичні робочі режими, схеми і конструкції генераторних вузлів АХП.

Методи дослідження:

а) теоретичні – термодинамічний аналіз і моделювання процесів теплома-сообміну в елементах генераторного вузла АХА з використанням аналітичних і чисельних методів, порівняння результатів моделювання з результатами експериментальних власних досліджень і досліджень інших авторів;

б) експериментальні – визначення температурних і енергетичних параметрів АХА з удосконаленими генераторними вузлами в різних умовах експлуатації.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Вперше, з урахуванням ряду припущень, була сформульована крайова задача для процесу теплообміну в зоні підведення тепла до генератора-термосифона, що дозволяє зробити висновок про наявність енергозберігаючого режиму кипіння.

2. Вперше, на основі аналізу результатів експериментальних досліджень, був зроблений висновок про відсутність впливу деякого (до 4 %) вмісту води в парі аміаку на рівень температур охолодження в випарнику АХА. Такий висновок дозволяє істотно спростити конструкції елементів генераторного вузла і направити розробки в бік мінімізації теплових втрат в навколишнє середовище, наприклад, за рахунок встановлення високоефективної теплової ізоляції.

3. Вперше, з урахуванням моделювання процесів теплома-сообміну в дефлегматорі і результатів експериментальних досліджень, запропоновано нові енергозберігаючі способи керування АХА, що працює в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища:

а) за рахунок зміни умов відведення тепла від підйомної магістралі дефлегматора, шляхом регулювання циркуляції повітряного потоку від максимальної інтенсивності до повного блокування (адіабатне наближення), що дозволить знизити незворотні втрати аміаку при його транспортуванні в конденсатор, і далі – у випарник особливо в холодний період року (до 36 %);

б) за рахунок регулювання електричної потужності, що підводиться до генератора-термосифона, відповідно до значення температури в характерній точці дефлегматора, що дозволить використовувати мінімальну кількість теплової енергії для поточних режимів роботи АХП.

4. Вперше, на базі експериментальних досліджень проведено ідентифікацію АХП як об'єкта керування в зоні знижених температур експлуатації та діапазонів теплових навантажень 0...70 Вт і 0...150 Вт, що дозволить створити автоматизовані енергоощадні способи керування реальними АХП даного класу.

5. Отримали подальший розвиток методи моделювання теплових режимів підйомної ділянки дефлегматора, яка є транспортною магістраллю пари аміаку в конденсатор і далі – у випарник. Запропоновано нові підходи, що враховують зміну умов відведення тепла від зовнішньої поверхні дефлегматора до повітря навколишнього середовища як в стаціонарному режимі, так і в перехідних. При цьому, на відміну від відомих методик, проводиться облік процесів дифузії при конденсації водяної пари з потоку парової водоаміачної суміші. Запропоновані методи дозволяють визначити розподіл температур по висоті підйомної частини дефлегматора та визначити місце розташування характерної точки, що відповідає максимальній енергетичній ефективності АХП.

6. Розроблені оригінальні конструкції підйомної ділянки дефлегматора АХА, що здатні змінювати умови теплообміну на зовнішній поверхні при зміні температури повітря навколишнього середовища в автоматичному режимі без участі користувача.

Практичне значення отриманих результатів

1. Елементи методики термодинамічного аналізу, в частині генераторів абсорбційних водоаміачних холодильних машин, використані в Додатку А «Пошук енергетичних режимів роботи абсорбційної водоаміачної холодильної машини в системах отримання води з атмосферного повітря» – заключного звіту за бюджетною науково-дослідною роботою МОН України «Багатофункціональні абсорбційні сонячно-теплонасосні системи життєзабезпечення» (№ Держ. реєстр. 0112U000732).

2. Результати експериментальних досліджень й оригінальні конструкції, в частині генераторних вузлів АХА, що використані в розділах, відповідно, 4 і 6 заключного звіту за бюджетною науково-дослідною роботою МОН України «Розробка систем охолодження морських і річкових суден з використанням вторинних джерел тепла» (№ держ. реєстр. 0115U000288).

3. Результати дисертаційної роботи в частині вибору оптимальної товщини теплової ізоляції на транспортних елементах холодильного та криогенного обладнання, використовуються при проектуванні обладнання на ВАТ «Зонт» (торгова марка «Кріогенмаш»), м. Одеса.

Особистий внесок здобувача. Здобувачем проведено аналіз сучасного стану досліджень [1-9], проведено моделювання процесів тепломасообміну [1, 5, 8], виконані розрахунки і аналіз режимних параметрів елементів АХА [2-4, 5, 7], проведені експериментальні дослідження та виконаний аналіз отриманих результатів [3, 4, 6, 7, 9], підготовлено матеріали до публікації [1-9].

Позиції [1-9] відповідають нумерації літератури в основних наукових результатах Анотації.

Конкретний внесок автора в опубліковані в співавторстві наукові праці наведено в списку основних публікацій за темою дисертації.

Апробація результатів дисертації

Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на 20 науково-практичних форумах різного рівня, в тому числі на: міжнародному семінарі Humboldt-Kolleg «Philosophy of Sciences» (Одеса, 2010); V Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення малої хладотеплотехніки – використання холоду в харчовій галузі» (Донецьк, 2010); Міжнародних науково-технічних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2010, 2014, 2016); Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Одеса, ОНАХТ, 2011); VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Одеса, ОДАХ, 2011); IX Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості та освіті» (Варна, Болгарія, 2013); The Second North and East European Congress on Food «NEEFood-2013»

(Київ, 2013); II Міжнародній науково-технічній конференції «Холод в енергетиці й на транспорті: сучасні проблеми кондиціювання та рефрижерації» (Миколаїв, 2013); V Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2014 року); Міжнародній науково-технічній конференції «Казахстан-Холод-2015» (Алмати, Казахстан, 2015); VII Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2016).

Публікації.

Результати дисертації опубліковано в 8 затверджених спеціалізованих науково-технічних виданнях України, в одному зарубіжному періодичному виданні, в одній статті й в 11 тезах доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 202 наукові роботи, 3 додатків. Повний обсяг роботи становить 185 сторінок та включає 1 таблицю, 95 рисунків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ВИРОБНИЦТВА АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ, РОЗРОБОК І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ У ЇХ СКЛАДІ. ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

Абсорбційні холодильні прилади (АХП) в сучасному світі займають особливу споживчу нішу. Вони не конкурують з компресійними аналогами в частині енергетичних показників, а користуються попитом у населення в разі наявності особливих вимог до роботи і умов експлуатації [60, 123, 124, 173, 188]. Зокрема, АХП знаходять попит в місцях, де є проблеми з подачею електроенергії. Це має місце в регіонах планети, де повністю відсутнє електропостачання або є нестабільні джерела електрики, або на транспорті.

АХП унікальні в частині використання різних джерел теплової енергії. Це й джерела змінного і постійного електричного струму, і пальникові пристрої на органічних (природний і зріджений газ, гас, бензин [8, 13, 20, 60, 94, 95, 133, 138, 142-150, 152, 161, 162, 168, 169, 177-179, 189, 192, 195, 197]) та нетрадиційних відновлюваних джерелах (водорості [107]) теплової енергії і енергії сонячного випромінювання [21, 54, 153, 154].

У більшості сучасних моделей АХП [137-138, 142-145, 147-150, 161-162, 168-169, 177-179, 189, 195, 196] є можливість використання трьох типів джерел теплової енергії: змінного електричного струму (при роботі в звичайних умовах); постійного електричного струму (при роботі на транспортних засобах); горілочного пристрою в місцях відсутності стабілізованих джерел електропостачання (рис.1.1).

АХП вкрай некритичні до якості теплової енергії і для їх роботи можна використовувати дуже різноманітні джерела теплової енергії, наприклад, дрова (рис.1.2) [133].

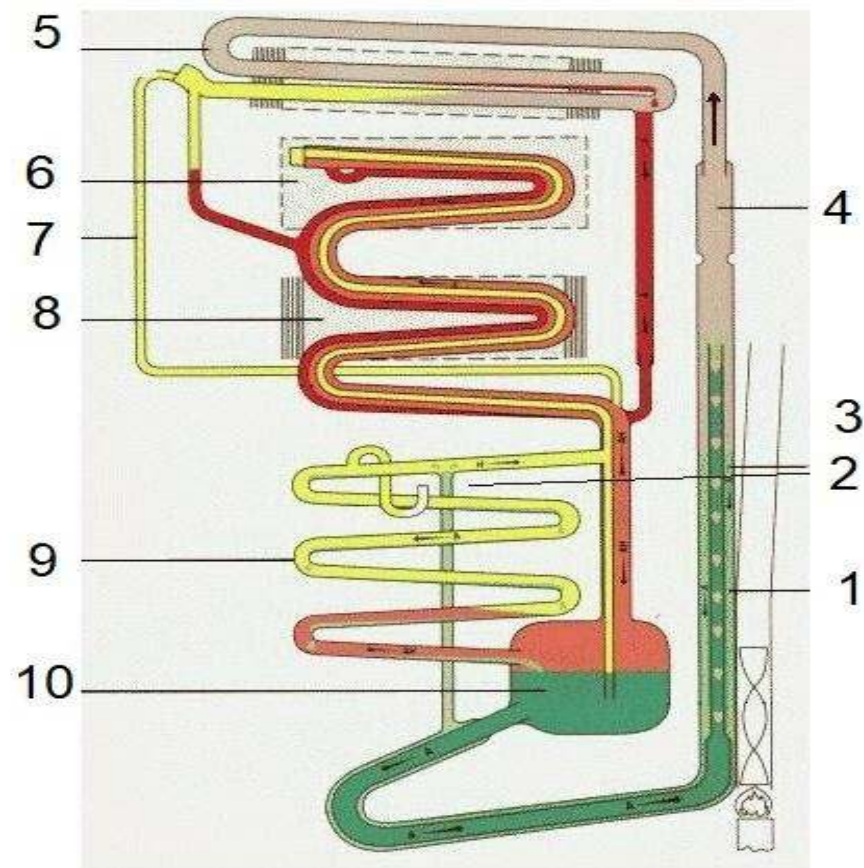


Рис.1.1. Функціональна схема АХА з палинковим пристроєм:
 1 – генератор-термосифон; 2 – канал подачі слабкого розчину;
 3 – теплообмінник розчинів; 4 – дефлегматор; 5 – конденсатор;
 6 – низькотемпературне відділення холодильника; 7 – вирівнююча магістраль; 8 – холодильна камера; 9 – абсорбер;
 10 – ресивер міцного розчину

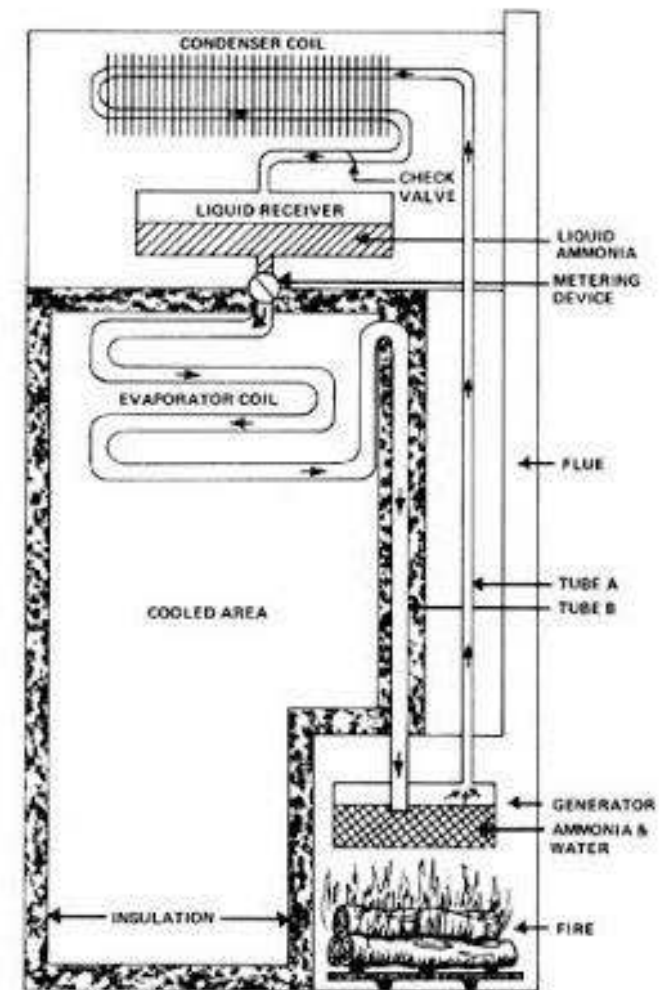


Рис.1.2. АХП, що працює «на дровах» [133].

Виробництво штучного холоду в АХП здійснюють абсорбційні холодильні агрегати (АХА), в складі яких відсутні рухомі елементи (компресор і насос) [7-8, 13, 49, 94, 167].

У зв'язку з цим, АХП практично безшумні в роботі, надійні, довговічні в експлуатації і мають мінімальну, серед аналогів, вартість. Ці моменти також привертають увагу споживачів на ринку побутової холодильної техніки. Безшумність в роботі особливо приваблива для готельного бізнесу, де АХП практично незамінні [59, 179].

Останні роботи вітчизняних фахівців показали можливість роботи АХП і в складних транспортних умовах – на морі при нахилах і диферентах [65, 66].

Робочим тілом АХА є природна трьохкомпонентна суміш, що складається з: аміаку, як холодильного агента; води, як абсорбента (поглинача); інертного вирівнюючого газу (водню або гелію [158]) [7-8, 13, 14, 90, 94, 167].

В сучасних умовах, при переході всіх систем холодильної техніки на природні холодильні агенти АХП, які можна порівняти за енергетичними показниками з компресійними аналогами, можуть викликати додатковий інтерес на ринку побутової холодильної техніки.

1.1. Аналіз сучасного стану виробництва АХП

Вже понад століття основним виробником побутової абсорбційної холодильної техніки за кордоном є фірма «Electrolux» з головним офісом в Швеції і філіями в країнах Європи («Zanussy», «Electrolux Italia SpA», «Electrolux Household Appliances», «Electrolux Hausgeräte GmbH»), Північної («ELECTROLUX NORTH AMERICA INC», «Electrolux Canada Corp.») і Південної («Electrolux Do Brasil SA») Америки, Африки (Electrolux Egypt for Home Appliances SAE), Південно-Східної Азії («Electrolux (China) Home Appliance Co., Ltd.») [148].

Під маркою «Electrolux» випускається весь спектр можливих побутових холодильних приладів – від міні-моделей для готельного бізнесу до транспортних морозильників.

В Європі виробництвом побутових АХП зайняті фірми: «Smeg» (Італія) [89]; «Camping Gas International» (Франція) [142]; «Bulka-Lehel» (Німеччина) [150]; «Sibir» (Швейцарія) [178], «Thetford» (Великобританія) [189].

Основна продукція – мініхолодильники, в тому числі і з комбінованими джерелами теплової енергії.

У Північній Америці виробництвом абсорбційних холодильників займаються фірми «Norcold» [168], «Serval» [147, 169, 177], «Dandy» [145], «Crystal Cold» [143] та інші [95]. Продукцією є широкий асортимент з перевагою моделей підвищеного обсягу (до 450 дм³) для зберігання харчових продуктів в місцях з відсутністю стабільних джерел електричної енергії [95], в тому числі і для тривалого зберігання елітних вин без вібрації і за потрібного температурного режиму [179].

На ринки Австралії і Африки постачають побутові абсорбційні холодильники і морозильники фірми «Zero Appliances» (ПАР) [195], на ринок Південно-Східної Азії – «Yuyao Hengyang Electric Appliance Co., Ltd» [197], «Hangzhou East Electric Appliance Co., Ltd» [149], «Linko Gas Refrigerator Manufacturing Co.» [161], «Dadongnan Electric Appliance Co.» [144] (Китай) і «Sanyo» (Японія) [95]. Основне виробництво – міні-моделі для готельного бізнесу [162].

В СРСР провідним розробником і виробником побутової абсорбційної холодильної техніки був Васильківський завод холодильників (ВЗХ) в Київській області [1, 76, 95]. Виробництвом побутової абсорбційної холодильної техніки займалися на заводах в Москві (модель холодильника з НТО «Иней»), Санкт-Петербург (модель однокамерного холодильника «Ладога») і в Великих Луках (модель мініхолодильника «Морозко») [76, 95].

Незважаючи на наявний попит, особливо серед жителів сільської місцевості, де є проблеми з подачею електроенергії та її якістю, в даний час вітчиз-

няний виробник згорнув виробництво побутової абсорбційної холодильної техніки.

Особливу увагу більшість виробників АХП середнього (від 80 дм³ до 250 дм³) і великого обсягу (до 500 дм³) звертають на енергетичну ефективність [94, 95], тому що цей чинник справляє визначальний вплив на вибір тієї чи іншої моделі побутового холодильного приладу в сучасному світі [192, 170, 174, 175].

1.2. Аналіз сучасного стану енергоощадних розробок АХП

Відомі напрямки енергоощадних розробок узагальнені наступним чином. Це [91, 94, 95]: підвищення енергетичної ефективності термодинамічних циклів АХА і зниження незворотності теплових процесів шляхом вдосконалення елементів конструкції; ефективне використання виробленого штучного холоду; енергоощадне керування режимами роботи АХП, в тому числі і в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища [39].

Як вже зазначалося [39, 106], перші два напрямки енергоощадження пов'язані з більшими чи меншими конструктивними змінами, а останній напрямок передбачає мінімум новацій в агрегаті.

Розглянемо далі напрямки вдосконалення енергетичних характеристик АХП, пов'язані з процесами в АХА. Це перший і третій напрямки.

Напрямок, розробок пов'язаний з виробництвом і використанням виробленого холоду, більше прямує на удосконалення елементів конструкції холодильної шафи [94].

1.2.1. Удосконалення термодинамічних циклів і зниження незворотності шляхом вдосконалення елементів АХА.

До найбільш значних пропозицій можна віднести наступні:

а) оптимальне використання теплоти ректифікації і дефлегмації для організації потоків в генераторному вузлі АХА [2, 4, 11, 14, 31, 37, 47, 56-58, 113, 131, 132, 134, 140, 152, 164, 167, 181-183, 200-202];

б) мінімізацію теплопритоків у випарник АХА за рахунок додаткового переохолодження потоку інертного газу після абсорбера [94, 156, 165], в тому числі і за допомогою додаткових випарно-конденсаційних теплопередаючих пристроїв (теплових труб і двофазних термосифонів [3, 18, 19, 67, 78, 94, 114, 180];

в) високий ступінь очищення інертного газу після абсорбера [94, 156, 157];

г) зниження теплових втрат в навколишнє середовище з елементів генераторного вузла [62, 88, 127].

Найбільш значні досягнення в розробках нових енергоощадних моделей АХП належать професору Г. Штірліну (H. Stierlin), засновнику фірми «Sibir» (Швейцарія), який ще в 60-х роках минулого століття включив в схему АХА трьохпоточний теплообмінник розчинів і з тепловим коефіцієнтом 0,50 практично досягнув енергетичних параметрів компресійних аналогів [7, 181-183].

До теперішнього часу ці пропозиції професора Г. Штірліна не втратили своєї актуальності і застосовуються в серійних моделях фірми «Sibir» («S-225», «S-230», «S-270B», «S-280» з АХА типу «Easy Cool SEC42») [135, 178].

У 70-х роках минулого століття ідеї професора Г. Штірліна використовувалися в ліцензійних моделях ВЗХ («Кристал-9», «Кристал-9М», «Кристал-11») [7, 76].

Нажаль енергоощадні моделі фірми «Sibir» мають істотний недолік – складність конструкції генераторного вузла і, відповідно, високу вартість виготовлення.

В даний час виробництво АХП перейшло до конструкції генераторних вузлів з U-подібним барботажем ректифікатором (рис. 1.3) [159, 166, 172].

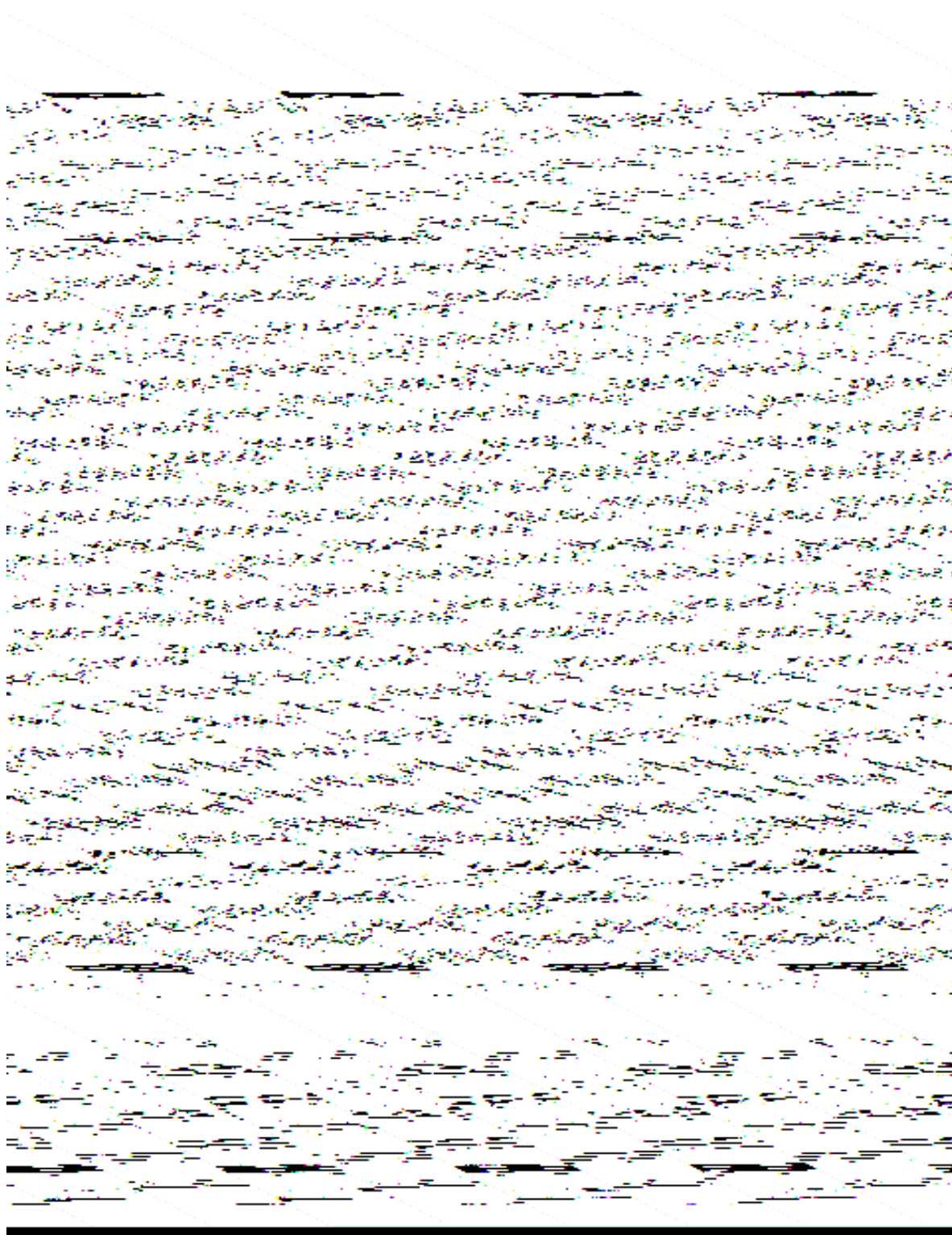


Рис.1.3. Схема генераторного вузла АХА з U-подібним барботажем ректифікатором: 1 – джерело тепла; 2 – генератор-термосифон; 3 – канал слабого ВАР; 4 – попередня ділянка дефлегматора; 5 – дефлегматор; 6 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 7 – U-подібний барботажем ректифікатор; 8 – канал міцного ВАР; 9 – регенеративний теплообмінник розчинів (РТР)

Така конструкція знайшла широке застосування в моделях побутових абсорбційних холодильників країн СНД з корисним об'ємом від 120 до 160 дм³ (ВЗХ – «Кристал-408» АШ-150 і «Київ-410» АШ-160, Московський завод холодильників – «Иней» АШ-120 [37]).

Для зниження теплових втрат в генераторному вузлі пропонуються наступні засоби:

а) зниження рівня робочих температур генератора за рахунок зменшення висоти його підйомної частини в конструкціях з горизонтальним абсорбером [8, 94];

б) підвищення термічного опору теплоізоляційного кожуха генераторного вузла шляхом установки вакуумної теплової ізоляції [125] або засипання кульок із спіненої кераміки [94].

Є і ряд оригінальних технічних рішень генераторів-термосифонів з роздільними випарниками (в термосифоні та кип'ятильнику), в яких компактність досягається за рахунок введення джерела тепла у внутрішню порожнину генераторного вузла [5, 6].

Генератори з роздільними випарниками знаходять застосування в моделях з підвищеною холодопродуктивністю випарника в морозильних камерах і холодильниках з великим корисним об'ємом.

Типові генератори-термосифони не дозволяють отримати високу холодопродуктивність, а просте тиражування числа термосифонів [62] ускладнює конструкцію і надійність АХА.

У зв'язку з цим представляються перспективними конструкції генераторів АХА з роздільними випарниками з внутрішнім розташуванням термосифонів – двох або чотирьох (рис. 1.4 і рис. 1.5) [94].

У цих конструкціях режим роботи термосифона практично адіабатний, а зовнішня поверхня – циліндрична, що мінімізує площу теплообміну.

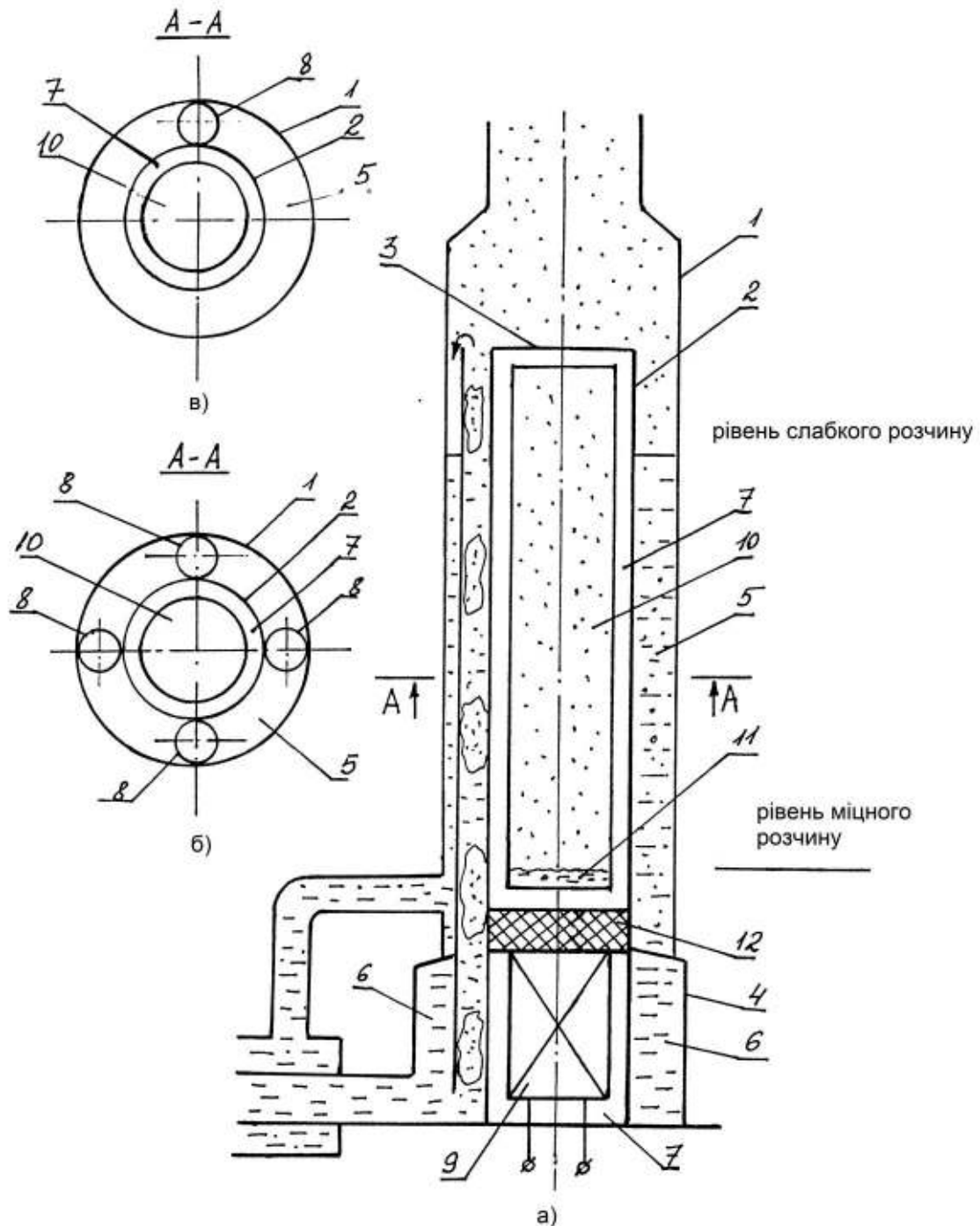


Рис.1.4. Конструкція генераторного вузла АХА з внутрішнім розташуванням джерела тепла: а) загальний вигляд; б) розріз А-А з одним генератором; б) розріз А-А з чотирма генераторами; 1 – корпус генератора; 2 – внутрішня порожнина; 3 – кришка внутрішньої порожнини; 4 – РТР; 5(б) – порожнина міцного (слабкого) ВАР; 7 – порожнина джерела теплового навантаження; 8 – генератор; 9 – джерело тепла; 10 – випарний-конденсаційний теплопередаючий пристрій; 11 – теплоносій теплопередаючого пристрою; 12 – теплоізоляція

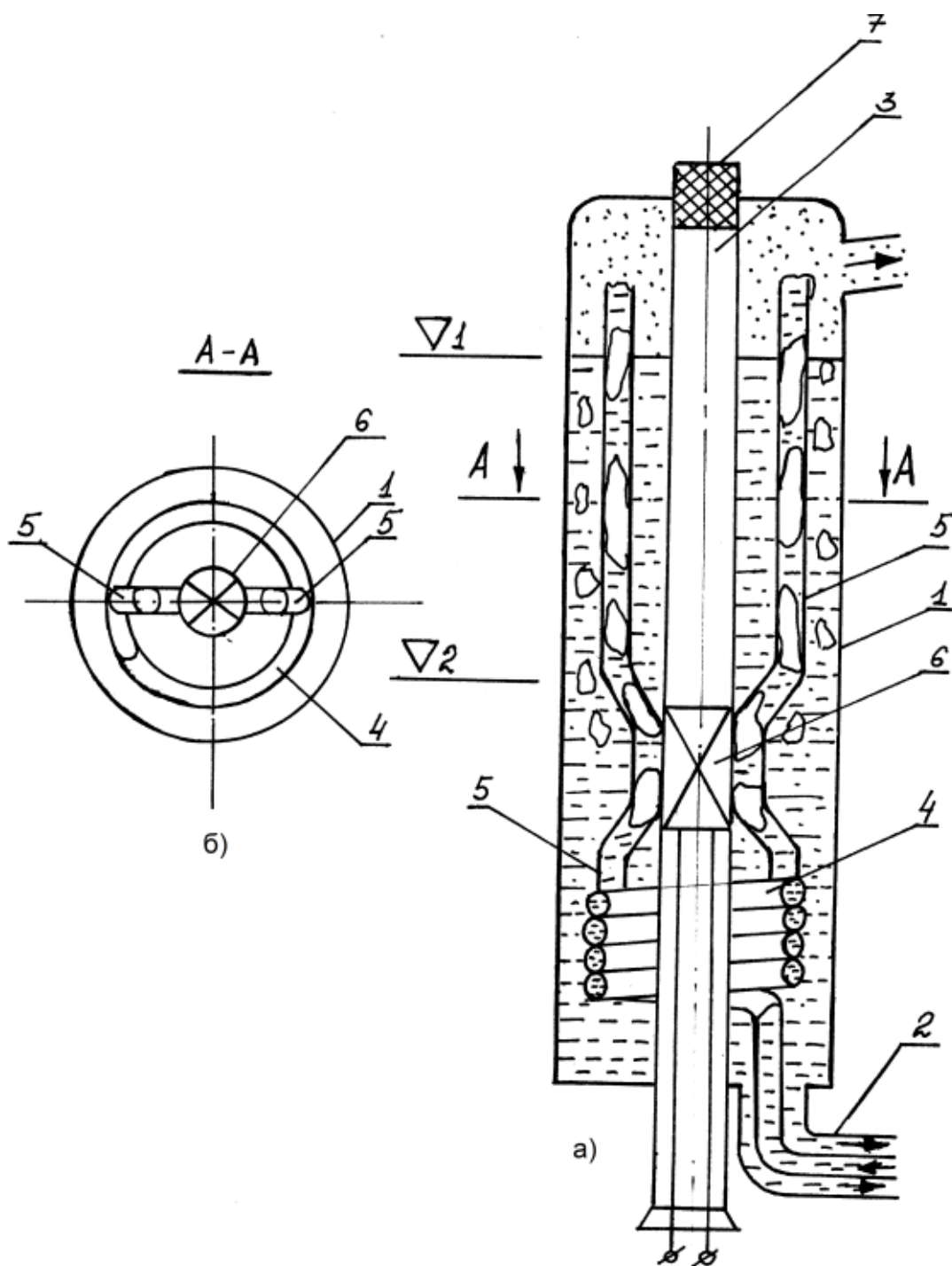


Рис.1.5. Конструкція генераторного вузла АХА з внутрішнім розташуванням джерела тепла і каналу міцного ВАР: а) загальний вигляд; б) розріз А-А: 1 – корпус генераторного вузла; 2 – РТР; 3 – внутрішня порожнина; 4 – канал міцного ВАР; 5 – генератор; 6 – джерело тепла; 7 – заглушка внутрішньої порожнини.

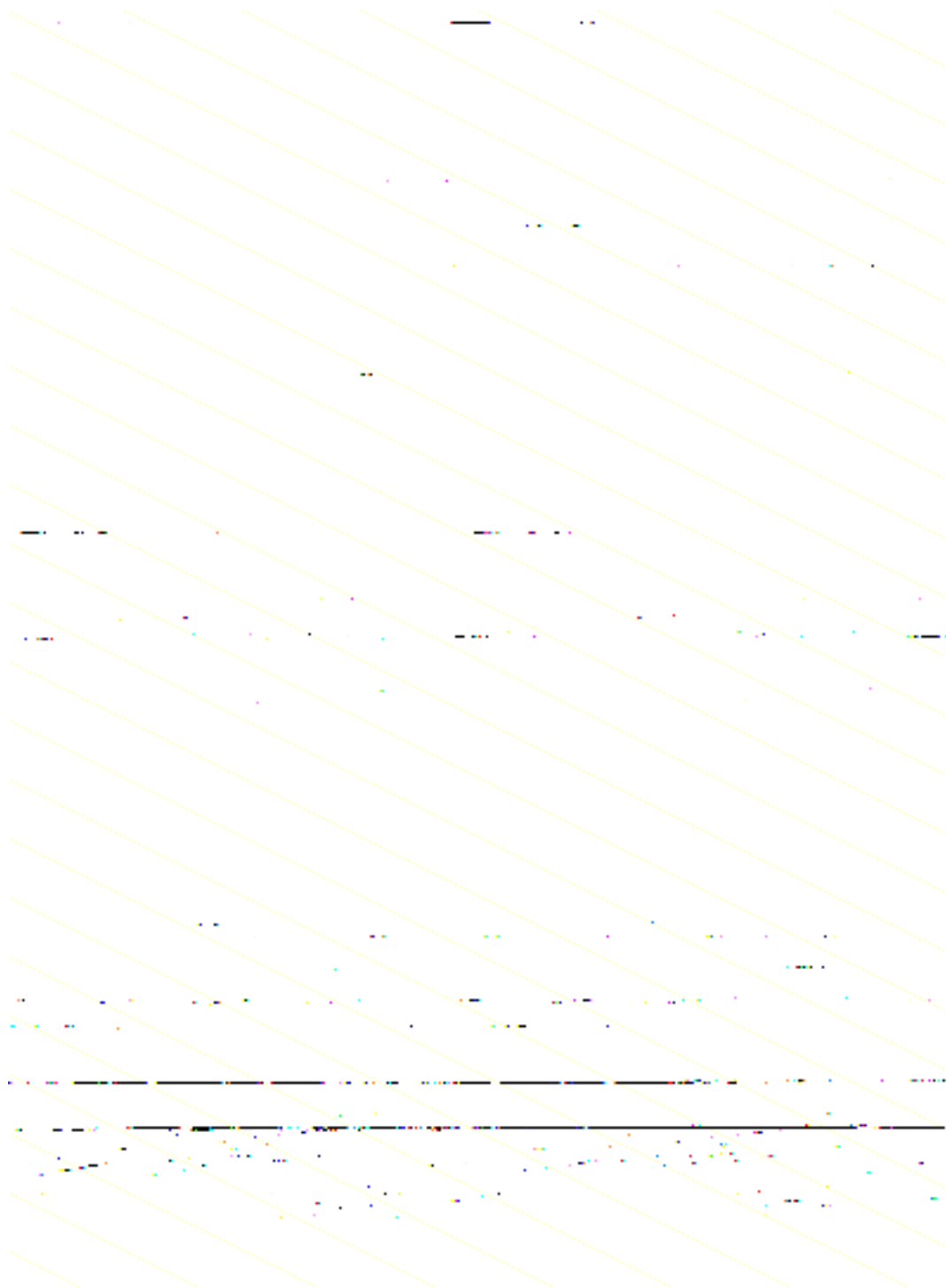


Рис.1.6. Конструкція типового однотрубного генератора абсорбційних міні-холодильників для моделі ВЗХ "Київ" АЛ-35 [7].

Теплове навантаження до термосифону в цих моделях здійснюється через киплячий шар слабого ВАР, що вимагає значних температурних напорів на гріючій стороні труби.

У переважній же більшості сучасних конструкцій абсорбційних міні-холодильників [89, 138, 142-145, 147-150, 161, 162, 168, 169, 177-178, 189, 195, 197] застосовують максимально спрощену конструкцію генератора з внутрішнім коаксіальним розташуванням термосифона, що перекачує ВАР (на рис.1.6 приведена конструкція генератора абсорбційного міні-холодильника типу «Київ» АЛ-35 [7, 71, 94, 95, 139]).

Глибоке очищення інертного газу пропонують проводити за рахунок інтенсифікації внутрішніх процесів тепломасообміну за рахунок турбулізації плівки потоку слабого ВАР, що стікає [94]. Для цього використовують труби з капілярною радіальною насічкою, які додатково розподіляють рідину по всій площі внутрішньої поверхні труби.

Системний підхід до очищення інертного газу пов'язаний з оптимізацією теплових і гідравлічних режимів роботи парогазового контуру (ПГК) АХА, який виконувався на основі спільного моделювання випарника і абсорбера [24, 33, 36, 56, 114, 130, 141, 180].

Для інтенсифікації режиму руху парогазової суміші в ПГК запропоновано використовувати газовий ежектор [187]. Передбачається його встановити на вході в дефлегматор, а всмоктувальну його магістраль зв'язати з паровим об'ємом випарника. Виникають сумніви в працездатності такої схеми, в першу чергу через попадання інертного газу в дефлегматор і конденсатор. В цьому випадку виникнуть відомі проблеми з фазовими переходами, обумовлені наявністю в парі неконденсуючого газу [17, 23, 29, 30, 45, 61, 85, 87].

В останні роки з'явився ряд теоретичних робіт зарубіжних вчених по заміні традиційного робочого тіла ВАР на нові пари «холодильний агент-абсорбент» [134, 173, 194, 196, 198, 199], в тому числі і на основі нанофлюїдів [136]. Основною метою таких робіт є зниження частки пари абсорбенту в парі

холодильного агенту, що, за оцінками авторів, призведе до зниження витрат тепла в генераторі.

1.2.2. Способи енергощадного керування АХП

Завданням енергощадного керування АХП є підвищення енергетичної ефективності за допомогою підтримки оптимального режиму роботи [70, 94, 106]. Для АХП критерієм оптимальності є підтримка необхідних температурних режимів в охолоджуваних камерах при мінімальних витратах теплової енергії в нормованих умовах експлуатації [22].

В останні роки цей напрямок розвивався найактивніше як в Україні, так і за кордоном.

Вітчизняні вчені розробили два підходи, що пов'язані зі створенням енергощадних способів керування:

а) теплофізичний, що пов'язаний з вивченням особливостей процесів тепломасообміну і гідрогазодинамічних режимів течії робочого тіла в перехідних процесах [11, 37, 39, 40, 79, 92, 93, 103, 112, 113];

б) модельного уявлення, що пов'язаний з вивченням особливостей протікання процесів за зовнішніми параметрами (по температурах) в характерних точках [50, 51, 74, 80-84, 105, 106, 109, 115, 116, 191].

Було обґрунтовано доцільність переходу від традиційних режимів керування – позиційних з контролем температури в характерній точці холодильної камери (ХК) [7, 47, 55], до комбінованих:

а) форсування теплового навантаження на генератор АХА в період пуску – зниження енерговитрат від 25 до 35 % [11, 94];

б) спосіб керування однокамерним АХП з постійним ступінчастим підвищенням теплового навантаження і контролем температури на виході дефлегматора (зниження енергоспоживання до 20 %) [25, 94];

в) трьохпозиційний спосіб керування «110-70-0» (зниження енергоспоживання досягає 60 %) [94, 112, 113].

Була відзначена і вивчена проблема транспортування пари аміаку через дефлегматор АХА, коли при знижених температурах зовнішнього повітря мають місце нерозрахункові втрати за рахунок додаткової конденсації [39, 40, 103, 191].

Одним з рішень проблеми стала пропозиція регулювання складу робочого тіла АХА в різних умовах експлуатації [39, 84]. Теоретично це є вирішенням проблеми, але досить складно в реалізації, особливо в компактних апаратах.

Проведені дослідження способів енергоощадного керування АХП, як модельного, так і експериментального характеру показали, що основну увагу при подальших розробках слід приділяти процесам тепломасообміну і режимам течії в генераторному вузлі АХА, де мають місце максимальні енергетичні втрати [11, 31, 34, 35, 39, 40, 56, 78, 91, 94, 132, 151, 167, 181-183].

1.3. Аналіз сучасного стану методів розрахунку генераторних вузлів АХП

Генератор-термосифон АХА призначений для отримання пари холодильного агенту з одночасним підйомом рідкого ВАР на задану висоту [7].

Незважаючи на те, що, як було зазначено вище, генераторний вузел в складі АХА є джерелом максимальних енергетичних втрат, яких би то ні було цілісних методик його розрахунку в даний час немає. Це пояснюється складністю і компактністю конструкції, а також взаємним впливом теплових режимів складових елементів.

Є велика кількість експериментальних досліджень, за котрими можна судити про ефективність роботи тієї чи іншої конструкції [44, 47, 56, 71, 78, 94, 112, 123, 128, 202].

Виконано ряд розрахункових робіт з оцінки теплових режимів генераторних вузлів АХА [56, 69, 127].

Метод розрахунку підйому рідини під впливом власних парів вперше розробив В. Нібергал [167]. Він ввів спеціальний критерій – об'ємний коефіцієнт

подачі генератора b , який являє собою відношення обсягу піднятої рідини V' до обсягу одночасно отриманого пару V''

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1.1)$$

При проведенні термодинамічного аналізу циклів АХА використовується і масовий коефіцієнт подачі, який є відношенням відповідних мас або масових витрат [94, 123]

$$b^* = \frac{M'}{M''} = \frac{G'}{G''}. \quad (1.2)$$

При створенні нових конструкцій генераторів фахівці віддають перевагу практичному досвіду і використовують при проектуванні результати натурних досліджень [44, 94, 128].

У сучасних конструкціях генераторів-термосифонів, незалежно від їх призначення, використовуються трубки з внутрішнім діаметром 3,8...4,0 мм [7, 76, 94], в яких виникає динамічний стовп парорідинної суміші.

Для АХА з тиском в системі 8...12 бар можна використовувати залежність [123]:

$$b^* = \left(\frac{0,20}{H} \right) \cdot P \cdot (0,40 \cdot \xi + 0,06) - \xi - 0,15, \quad (1.3)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P \cdot (0,118 + 0,24 \cdot \xi) + 4,62 \cdot \xi + 5,022, \quad (1.4)$$

де H – висота підйомної (транспортної) частини трубки генератора, м;

P – тиск у системі, бар;

ξ – масова доля міцного ВАР (на вході генератора).

Масову витрату парової суміші визначають, як

$$G_i'' = G'' \cdot \frac{Q_i}{80}, \quad (1.5)$$

де G'' – масова витрата пара, що розрахована за формулою (1.4), кг/с.

В діапазоні тисків 19...21 бар можна використовувати рекомендації В.М.

Янченко та ін. [44, 128]

$$G''_X = (3,27 \cdot Q_T - 16,3) \cdot 10^{-7}, \quad (1.6)$$

$$G_f = (1,25 \cdot Q_T + 54,5) \cdot 10^{-6}, \quad (1.7)$$

де G''_X – масова витрата пари аміаку на виході дефлегматора, кг/с;

G_f – масова витрата міцного ВАР на вході в генератор, кг/с.

Пара, що виходить з генератора, являє собою суміш води і аміаку. Поділ такої парової суміші проводиться методом дефлегмації висококиплячого компонента (води) – шляхом часткової конденсації при відведенні тепла в навколишнє середовище [8, 17, 52, 87, 167].

Залежно від різниці температур стінки і конденсації низькокиплячого компонента суміші (в нашому випадку аміаку) в дефлегматорі можуть існувати два режими роботи [17]. Перший – характеризується температурою стінки нижчою, ніж температура насичення аміаку. У цьому режимі відбувається спільна конденсація низько- і висококиплячих компонентів, їх взаємне розчинення.

Другий режим характеризується температурою стінки вищою, ніж температура насичення аміаку. В цьому випадку конденсуються тільки пара висококиплячого компонента (абсорбенту-води), а флегма, що утворюється, частково поглинає пару аміаку.

Практично всі дефлегматори АХА працюють в проміжному режимі, причому, частина теплообмінної поверхні в умовах першого, а частина – в умовах другого режиму.

Для двох режимів роботи дефлегматора:

а) режим очищення парової суміші, коли температура стінки (t_s) перевищує температуру конденсації аміаку ($\vartheta_{NH_3}^s$);

б) режим часткової конденсації чистої пари аміаку ($t_s \leq \vartheta_{NH_3}^s$).

При ідеальному режимі роботи дефлегматора реалізується режим "а".

Для розрахунку першого режиму роботи може бути використано теоретичне рівняння [52]:

$$\text{Nu}_{\text{жс,d}} = 0,037 \cdot (\text{Re}_{\text{пл}}^{0,75} - 180) \cdot \text{Pr}_{\text{жс}}^{0,42} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{d}{1} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot (1 + 0,95) \cdot a, \quad (1.8)$$

$$\text{де } a = \frac{\Delta M_1 \cdot C_{p1} + \Delta M_2 \cdot C_{p2}}{\bar{\alpha}};$$

ΔM_1 і ΔM_2 – потоки парів першого і другого компонентів.

При розрахунку другого режиму для рухомої пари [17]:

$$\text{Nu}_{\text{жс,d}}^* = 0,154 \cdot \text{Re}_{\text{пл}}^{0,8} \cdot \text{Re}^{1,25} \cdot \text{Pr}_{\text{см}}^{0,33}, \quad (1.9)$$

де $\text{Re} = \frac{W_{\text{см}}'' \cdot d}{\nu_{\text{см}}}$ – число Рейнольдса для парової суміші.

При розрахунку другого режиму для практично нерухомої пари може бути використано емпіричне рівняння [87]:

$$\text{Nu}_{\text{жс,d}}^* = 28,5 \cdot \Pi_{\text{W}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{см}}^{0,33}, \quad (1.10)$$

де $\alpha^* = \text{Nu}^* \frac{\lambda_{\text{см}}}{d}$ – умовний коефіцієнт теплообміну, що включає в себе

сумарний тепловий потік [61].

Коефіцієнт конвективного теплообміну при дефлегмації парів з потоку парової водоаміачної суміші можна визначити за відомим співвідношенням [45]:

$$\text{Nu} = 0,154 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \Pi_{\text{W}}^{1,25} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (1.11)$$

де $\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ – безрозмірне число Нусельта; $\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu}$ – безрозмірне чи-

сло Рейнольдса; $\Pi_{\text{W}} = \frac{m_{\text{W}} \cdot d}{\mu}$ – безрозмірний комплекс; $\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ – безрозмірне чис-

ло Прандтля.

При частковій дефлегмації на початковій (нижній) ділянці, за рахунок різниці температур стінки і потоку, концентрація аміаку в потоці ВАР збільшується. Рівноважна температура потоку парової суміші (ϑ) при цьому знижується.

ся і на наступній, розташованій вище ділянці дефлегматора, температура стінки буде нижче, ніж на початковій.

За рахунок зміни температури стінки по висоті дефлегматора матимуть місце аксіальні перетоки тепла по перерізу труби (Q_{ax}).

Противотоком парової суміші по внутрішній стінці дефлегматора стікає охолоджена флегма. Теплота дефлегмації (Q_D) після підігріву флегми (Q_F) відводиться в навколишнє середовище (Q_{env}) як в зоні установки теплоізоляційного кожуха, так і з вільної поверхні труби.

В основі відомих фізичних уявлень лежать рівняння збереження тепла і маси [52], які для ділянки дефлегматора висотою Δx мають вигляд

$$\Delta Q_{D(dx)} = \Delta Q_{env(dx)} + \Delta Q_F + \Delta Q_{ax}, \quad (1.12)$$

$$G''_{ex} = G''_{dx} + G'_{dx}, \quad (1.13)$$

де G''_{dx} і G'_{dx} – масові витрати парової суміші на виході ділянки Δx і флегми, що утворюється на цій ділянці, відповідно, кг/с.

Для початкової ділянки аксіальні перетоки тепла будуть входити в ліву частину рівняння (1.12) зі знаком «плюс», а для кінцевої ділянки – зі знаком «мінус». На проміжних ділянках внесок аксіальних перетоків представляє різницю між припливом тепла від нижньої ділянки і відтоком тепла до верхньої ділянки.

При записі складових рівняння (1.12) застосовувалися такі припущення:

а) термічний опір плівки флегми незначний, і при моделюванні теплових режимів дефлегматора ним можна знехтувати [72, 73];

б) температури флегми і стінки дефлегматора рівні і на ділянці Δx постійні;

в) на ділянці Δx температура стінки дефлегматора постійна в аксіальному і радіальному напрямках.

Наведені вище положення можуть бути використані при розробці модельних уявлень про теплові і гідрогазодинамічні режими дефлегматора АХА.

Аналіз відомих методик розрахунку теплових режимів дефлегматорів АХА [11, 64-66, 94] показав, що ключовим припущенням в них є ідеальне перемішування в потоці суміші в радіальному напрямку. Таке припущення істотно спрощує методику розрахунку, однак слід провести чисельну оцінку його правомірності.

Знання реальних температурних полів підйомної ділянки дефлегматора вкрай важливо для подальшого пошуку режимів керування АХП, так як регулювання подачі теплового навантаження в генераторі-термосифоні проводять по динаміці руху парової суміші уздовж дефлегматора, яка ідентифікується за значеннями температур в характерних точках.

1.4. Висновки і постановка завдань досліджень

Проведений літературно-патентний аналіз сучасного стану розробок і досліджень АХП показав наступне:

а) АХП знаходять попит на ринку побутової холодильної техніки завдяки своїм унікальним якостям, але для розширення області їх застосування слід підвищити їх енергетичну ефективність;

б) найбільший ефект енергозбереження може бути досягнутий при вдосконаленні теплових і гідрогазодинамічних режимів генераторного вузла АХА і при використанні способів енергощадного керування АХП.

Таким чином, мова далі буде йти про вдосконалення режимів роботи генераторних вузлів АХП.

При пошуку режимів АХП необхідно звернути особливу увагу на ефективність транспортування аміаку в випарник, особливо при знижених температурах зовнішнього повітря.

В даний час має місце парадоксальна ситуація – при знижених (до 10 °С) температурах повітря в приміщенні енергоспоживання АХП зростає. Таке положення пов'язане з транспортуванням пари аміаку через підйомну ділянку де-

флегматора, що вимагає на пошук способів максимального усунення нерозрахованих втрат.

Постановка задач дослідження сформульована з урахуванням досвіду власних розробок в області енергозбереження. Зокрема, робота є розвитком напрямку вивчення робочих процесів, що проходять в генераторному вузлі АХА, в якому, як було показано в роботах попередників, втрати становлять 55...60 % [11, 39, 94, 113].

Раніше в роботах [11, 94] моделювання дефлегматора проводилося в стаціонарному режимі. У реальних же умовах холодильник працює в нестационарних режимах, наприклад, в позиційному режимі керування з відключенням-включенням теплового навантаження.

У зв'язку з цим актуальною стає задача моделювання нестационарних теплових режимів дефлегматора, як частини генераторного вузла АХА.

Таким чином, для досягнення мети даного дослідження – вдосконалення режимів роботи генераторних вузлів АХП, необхідно вирішити такі задачі:

а) розробити методику теплового розрахунку дефлегматора АХА, що враховує неідеальність перемішування потоку ВАС в радіальному напрямку, в стаціонарних і перехідних режимах, а також з урахуванням специфіки роботи в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря;

б) провести експериментальні дослідження АХП з метою підтвердження або уточнення результатів моделювання;

в) розробити нові схеми і конструкції енергоощадних АХП та способи керування ними.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ГЕНЕРАТОРНИХ ВУЗЛІВ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТИВ

2.1. Моделювання режимів тепломасообміну в дефлегматорі АХА

Як зазначалося вище, моделювання теплових режимів дефлегматорів АХА дозволить вивчити особливості їх роботи в широкому діапазоні температур навколишнього середовища і визначитися з оптимальним, з точки зору енергозбереження, способом керування ними.

Вимагають перевірки й результати моделювання підйомної ділянки дефлегматора, що були отримані раніше з допущенням про ідеальне перемішування потоку ВАС в радіальному напрямку. [12, 121].

В основі модельних підходів і уявлень лежить «перевірочний» розрахунок деякої конструкції теплоізованого, в загальному випадку – частково, дефлегматора АХА з відомими габаритними і теплотехнічними характеристиками:

а) розміри дефлегматора (теплової ізоляції): довжина L_D (L_{IS}), внутрішній d_{in} (d_{in}^{is}) і зовнішній d_{out} (d_{out}^{is}) діаметри;

б) коефіцієнти теплопровідності матеріалу стінки труби дефлегматора (λ_D) і матеріалу теплової ізоляції (λ_{II}).

Відомими вважаються умови відведення тепла до повітря навколишнього середовища: температура повітря – t_{ENV} , коефіцієнт конвективного теплообміну – α_K , ступінь чорноти поверхні стінки дефлегматора – ε . Для більшості вітчизняних і зарубіжних моделей $\varepsilon = 0,876$ (емаль чорна блискуча) [71, 76, 78].

Робочий рівень тиску в АХА помірного кліматичного виконання становить $P_0 = 2,0$ МПа [76, 94].

Схема роботи частково теплоізованого дефлегматора АХА представлена на рис. 2.1.

На вхід (в нижню частину) дефлегматора надходить насичена парова ВАС з масовою витратою – G_{ent}'' , температурою – ϑ_{ent} , масовою концентрацією – ξ_{ent}'' .

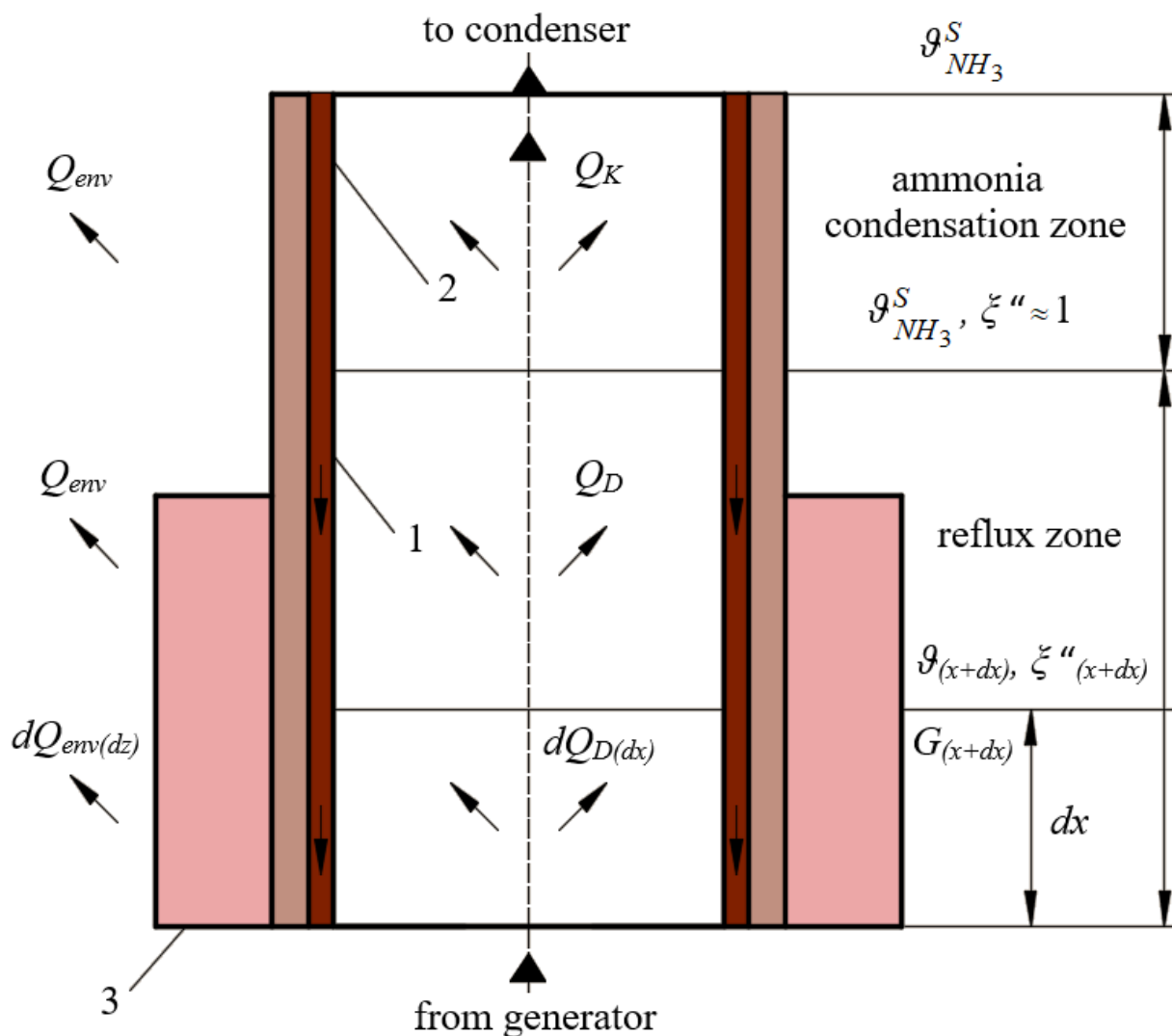


Рис. 2.1. Схема роботи частково теплоізованого дефлегматора АХА: 1 – стінка дефлегматора; 2 – потік флегми; 3 – тепла ізоляція

Зовнішні поверхні дефлегматора знаходяться в тепловій взаємодії з повітрям навколишнього середовища і мають температуру нижчу, ніж температура потоку ВАС. При наявності різниці температур стінки дефлегматора і потоку

насиченої ВАС відбувається часткова конденсація переважно висококиплячого компонента суміші – пари води.

При конденсації пари води виникає різниця концентрацій в ВАС між пристінним шаром і основним потоком. Різниця концентрацій призводить до виникнення дифузійного потоку маси пари води з основного ядра потоку ВАС до стінки. При випаданні конденсату з ВАС, переважно води, інтегральна рівноважна температура потоку $-\vartheta$ знижується [86].

Зниження температури потоку матиме місце до повного очищення пари аміаку від пари води. Надалі буде йти конденсація чистої пари аміаку при постійній температурі і потоку, і стінки дефлегматора ($\vartheta_{\text{NH}_3}^s$).

Протитечією до ВАС по внутрішній стінці дефлегматора стікає флегма, що містить переважно воду. Оцінка теплових та гідродинамічних параметрів потоку флегми, що стікає, в діапазоні робочих характеристик побутових абсорбційних холодильників типу АШ-150 і АШ-160 [11, 12, 17, 32, 38, 63, 64,] показала їх незначний вплив на режими роботи дефлегматора і, при подальшому моделюванні, наявність флегми не враховувалася.

При тепловій взаємодії парового потоку ВАС і стінки дефлегматора відбувається часткове охолодження потоку (Q_v) та виділяється теплота (Q_{ph}) фазового переходу (теплота дефлегмації):

$$Q_D = Q_{ph} - Q_v. \quad (2.1)$$

Частина тепла відводиться в навколишнє середовище (Q_{ENV}), а частина, у вигляді осьових перетоків, перерозподіляється по стінці дефлегматора (Q_K), причому сумарний тепловий потік завжди спрямований вгору.

Основою математичної моделі дефлегматора АХА є рівняння збереження тепла і маси [52, 126], які для елементарної і-ої ділянки дефлегматора dx мають вигляд:

$$\Delta Q_{Di}(\tau) = Q_{Di} + Q_{ENVi} + Q_{Ki}, \quad (2.1)$$

$$G_{ent}'' = G_{\Delta x}'' + G'_{\Delta x}, \quad (2.2)$$

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

Математичну модель дефлегматора АХА, як об'єкта з розподіленими параметрами, в загальному вигляді можна представити рівнянням теплового балансу елементарних комірок корпусу в частинних похідних [43, 45, 110, 126]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial x}) + Q(x), \quad (2.3)$$

де θ_D – температура стінки дефлегматора АХА, °С;

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

$Q(x)$ – інтегральний тепловий потік від внутрішніх джерел тепла по висоті дефлегматора, Вт;

τ – час, с.

Ліва частина рівняння (2.3) являє собою зміну внутрішньої енергії елементарної комірки стінки дефлегматора в часі, а права – суму конвективних теплових потоків при охолодженні і дефлегмації парової ВАС Q_D , при теплорозсіюванні в навколишнє середовище Q_{ENV} та кондуктивних перетоків тепла від сусідніх ячійок (в загальному випадку з двох сторін $Q_{K(i+1)}$ і $Q_{K(i-1)}$).

В результаті, в 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 до неї

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau = 0) + \frac{1}{m_{Di} c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau, \quad (2.4)$$

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

На перших етапах моделювання дефлегматорів АХА [11, 12, 94, 155] процес внутрішнього масообміну при дефлегмації (конденсації переважно пари висококиплячого компонента – води) представляли ідеальним, тобто вважали,

що має місце ідеальне перемішування потоку в радіальному напрямку від ядра потоку до стінки дефлегматора.

Як і в ранніх роботах [11, 12, 94], розглядається вітчизняний АХП «Київ-410» типу АШ-160 з трубчастим дефлегматором з зовнішнім діаметром 0,0160 м, а внутрішнім – 0,0146 м.

Подальші оцінки параметрів потоку ВАС парової суміші в діапазоні роботи типових дефлегматорів побутових АХП вітчизняного [7, 76, 78, 94] і зарубіжного виконання [151, 159, 164], показали наявність ламінарного режиму руху з числами Рейнольдса 350...600 при лінійній швидкості 0,0075...0,0130 м/с [119].

Наявність ламінарної шаруватої течії потоку ВАС не передбачає ідеальне перемішування потоку в радіальному напрямку. В цьому випадку виникає своєрідний опір поперечному потоку речовини, і для створення максимально адекватної моделі дефлегматора за доцільне провести облік такого чинника.

Так, для циліндричних координат (висота елементарної ділянки dx), потік маси (кг/с) буде визначатися наступною залежністю [45]:

$$dm_w = \frac{\mu_w}{8314 \cdot T} \cdot \frac{P_{W(r=r_0)} - P_{W(r=r_D)}}{\ln \frac{d = d_{in}}{d = d_D}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{AB} \cdot dx, \quad (2.5)$$

де $\mu_w = 18$ кг/кмоль – молярна маса дифундуючого компонента (водяної пари);

$P_{W(r=r_0)}, P_{W(r=r_D)}$ – парціальні тиски водяної пари в потоці ВАС, відповідно, в ядрі потоку та в пристінній зоні дефлегматора, Па;

D_{AB} – коефіцієнт дифузії водяної пари в ВАС, м²/с;

T – абсолютна температура дифундуючого компонента, К;

d_D – поточне чисельне значення діаметра дефлегматора, м.

Парціальні тиски водяної пари в потоці ВАС визначаються за апроксимаційними залежностями, побудованими за табличними даними [26, 27, 176].

Коефіцієнт дифузії бінарних систем може бути розрахований за відношенням Фуллера, Шлеттера і Гиддингса [75]:

$$D_{AB} = \frac{10^{-7} \cdot T_s^{1,75} \cdot \left(\frac{M_x + M_{H_2}}{M_x \cdot M_{H_2}}\right)^{\frac{1}{2}}}{P_0 \cdot \left(\left(\sum \nu\right)_x^{\frac{1}{3}} + \left(\sum \nu\right)_{H_2}^{\frac{1}{3}}\right)^2} \quad (2.6)$$

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

При моделюванні теплових режимів дефлегматора АХА були прийняті допущення [118]:

а) по довжині елементарної ділянки дефлегматора dx температури стінки і парового потоку ВАС постійні в аксіальному напрямку, відповідно, $\theta = \text{const}$ і $\vartheta = \text{const}$;

б) масовий склад парового потоку ВАС по довжині елементарної ділянки дефлегматора dx змінюється за логарифмічним законом відповідно до співвідношення (2.5).

Схеми потоків на елементарних ділянках дефлегматора наведені на рис. 2.2.-2.4.

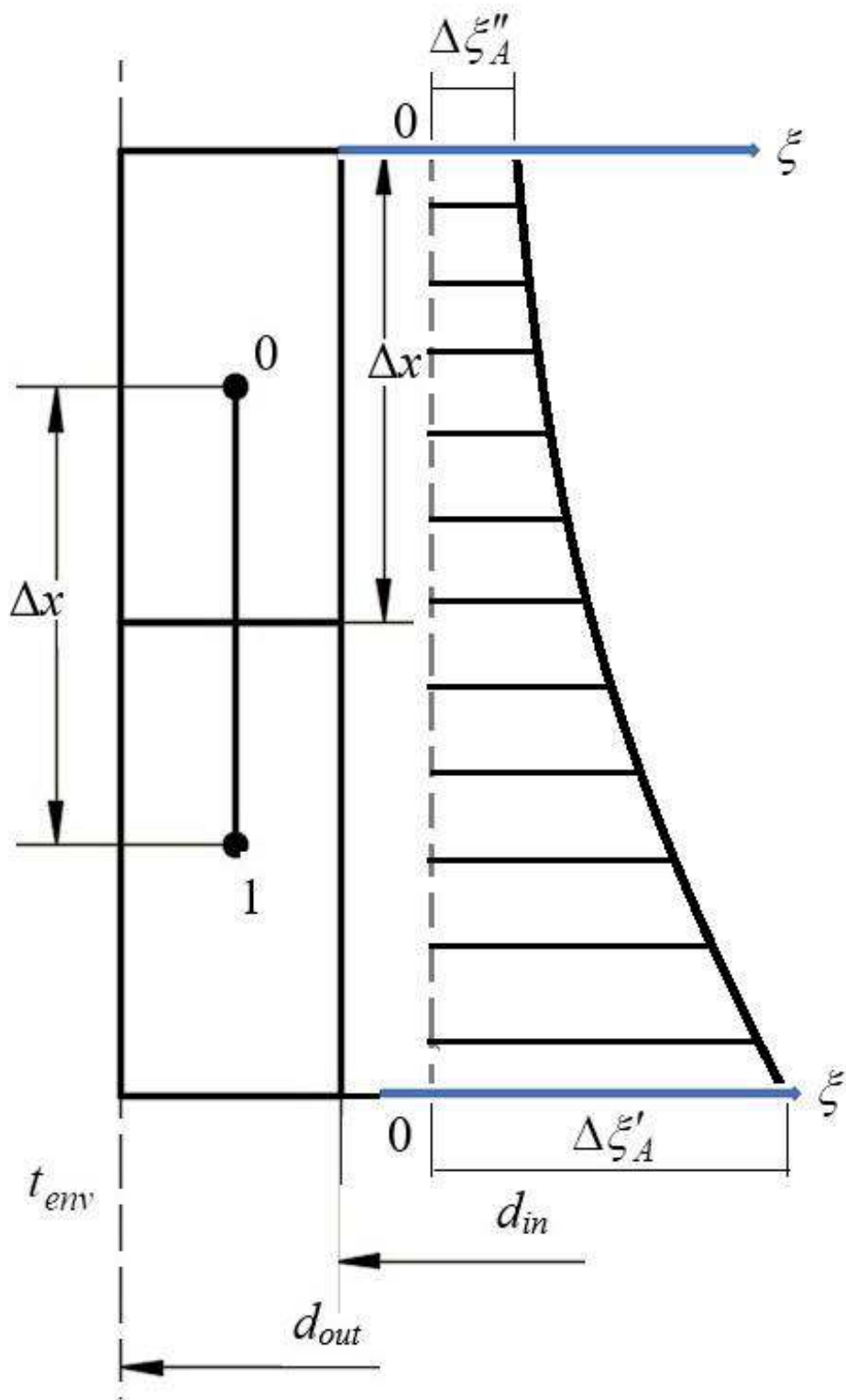


Рис.2.2. Теплова схема типової вхідної елементарної ділянки дефлегматора АХА без теплоізоляції

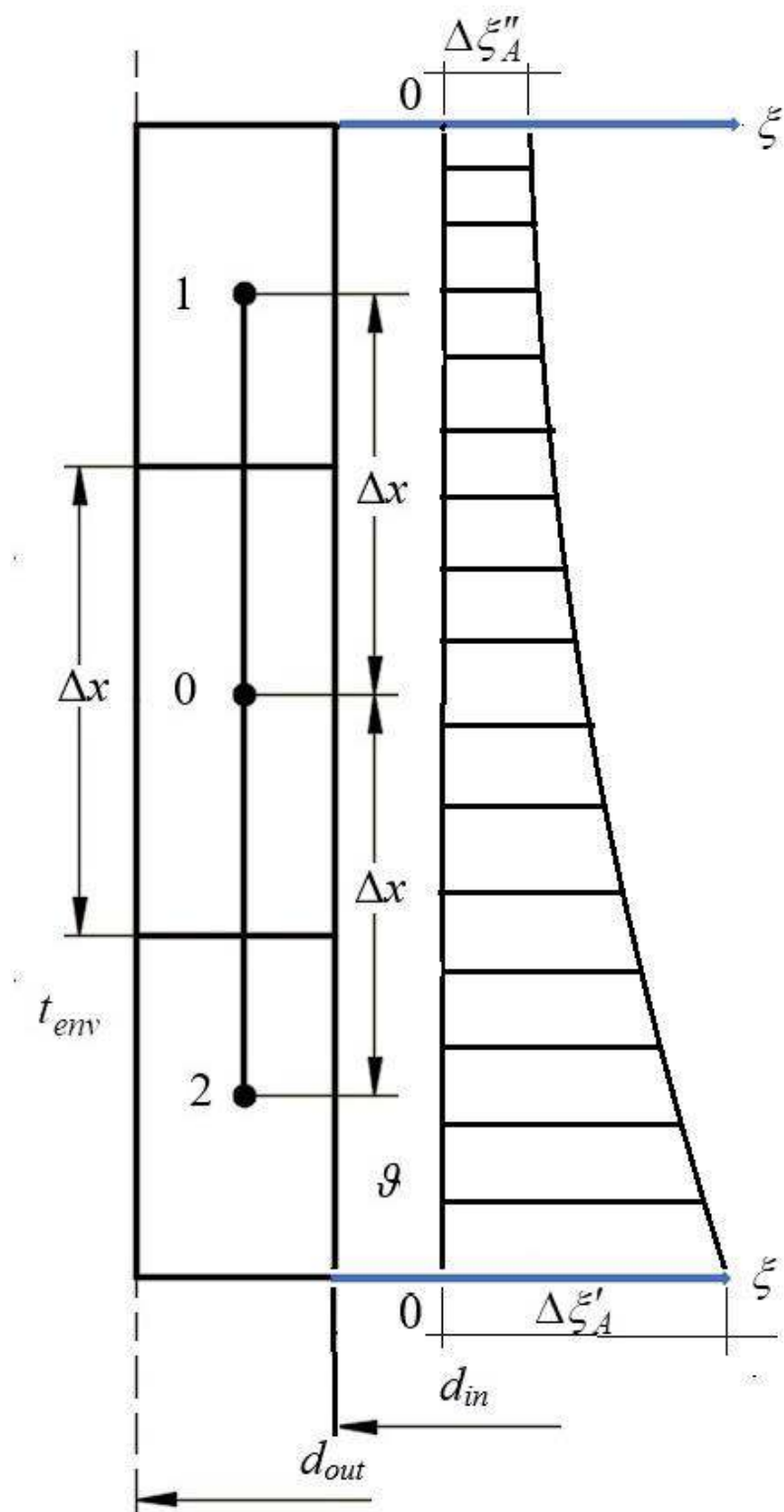


Рис.2.3. Теплова схема типової проміжної елементарної ділянки дефлегматора АХА без теплоізоляції

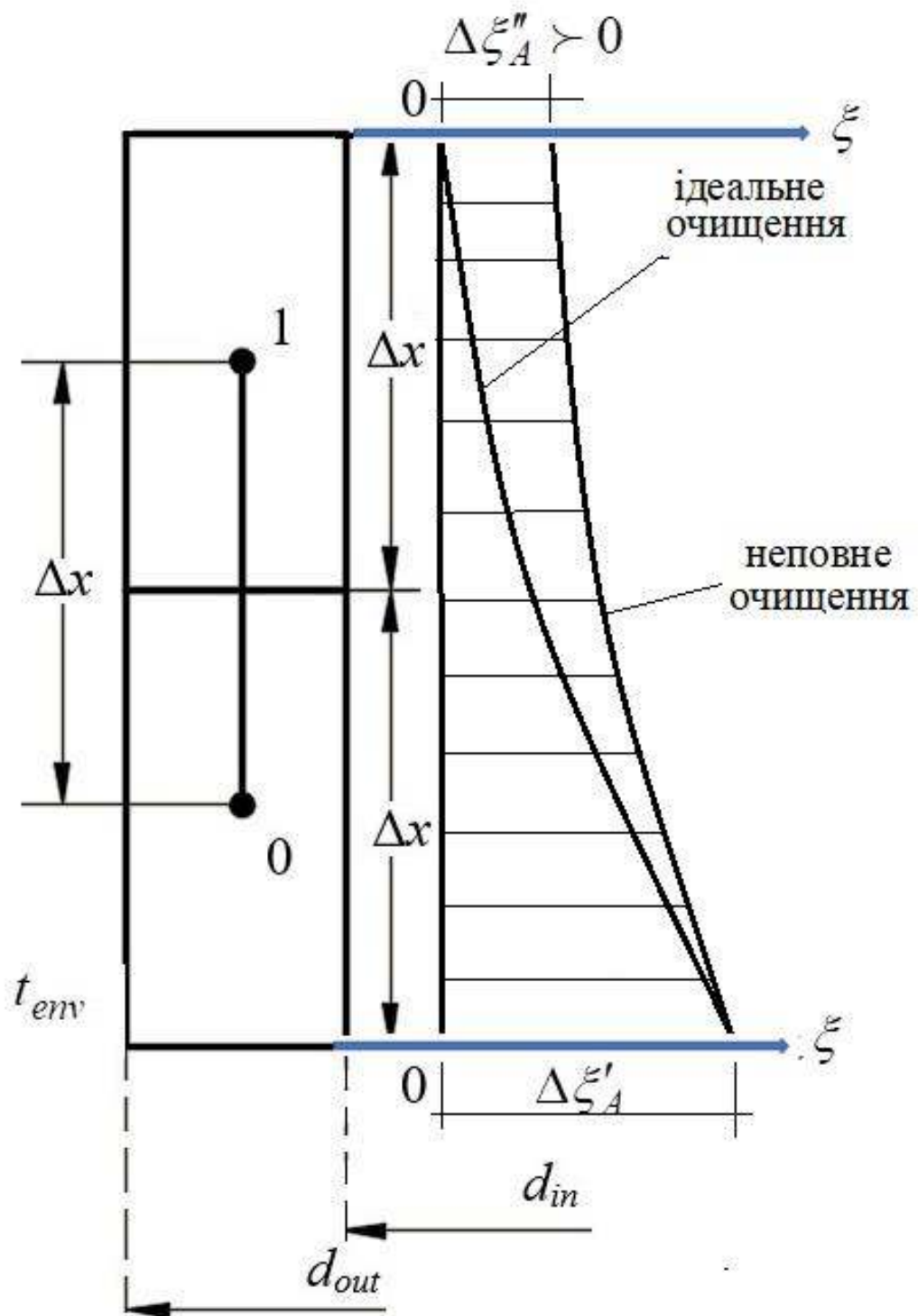


Рис.2.4. Теплова схема типової вихідної елементарної ділянки дефлегматора АХА без теплоізоляції

З урахуванням цих припущень, алгебраїчна сума теплових потоків в елементарній ячійці дефлегматора набуває такого вигляду:

а) вхідна (початкова) ділянка:

$$\tilde{\alpha}_D (\vartheta_{\text{ent}} - \theta_1) = \alpha_{D(1)} (\vartheta_{\text{ent}} - \theta_1) \cdot \Delta F_{\text{in}} + K_1 (\theta_1 - t_{\text{env}}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_1 - \theta_2) \cdot F_{\text{sec}}; \quad (2.7)$$

б) вихідна (кінцева) ділянка (K):

$$\tilde{\alpha}_D (\vartheta_{\text{ent}} - \theta_K) = \alpha_{D(K)} (\vartheta_{\text{ent}} - \theta_K) \cdot \Delta F_{\text{in}} + K_1 (\theta_K - t_{\text{env}}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{K-1} - \theta_K) \cdot F_{\text{sec}}; \quad (2.8)$$

в) проміжна ділянка і :

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_D (\vartheta_{\text{ent}} - \theta_i) = & \alpha_{D(i)} (\vartheta_i - \theta_i) \cdot \Delta F_{\text{in}} + K_1 (\theta_i - t_{\text{env}}) \cdot \Delta x + \\ & + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) \cdot F_{\text{sec}}; \end{aligned} \quad (2.9)$$

де $\tilde{\alpha}_D$ – умовний коефіцієнт теплообміну при дефлегмації парового потоку ВАС, що враховує процес фазового переходу, згідно до співвідношення 1.15 [87]), Вт/(м²·К);

ϑ, θ – температури на ділянці Δx парового потоку ВАС і стінки дефлегматора, відповідно, °С;

$\alpha_{D(i)}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну між стінкою дефлегматора і потоком ВАС, Вт/(м²·К);

K_1 – лінійний коефіцієнт теплопередачі між флегмою і повітрям навколишнього середовища на ділянці Δx , Вт (м·К);

ΔF_{in} і F_{sec} – площа внутрішньої стінки ділянки Δx і аксіального перерізу труби дефлегматора, відповідно, м².

Для розрахунку зовнішнього конвективного теплообміну вертикальної труби в режимі природної конвекції ($\alpha_{\text{конв}}$) використовувалася емпірична формула [23], а для розрахунку променистого теплообміну ($\alpha_{\text{луч}}$) формула Стефана-Больцмана [23].

Сумарний коефіцієнт складного променисто-конвективного теплообміну розраховується як адитивна сума складових [43] :

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}} = [1,67 + 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\theta_D + \theta_{\text{ENV}}}{2}\right) \cdot (\theta_D - \theta_{\text{ENV}})^{\frac{1}{3}}] +$$

$$+ 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,876 \cdot \left(\frac{(273 + \theta_D)^4 - (273 + \theta_{\text{ENV}})^4}{\theta_D - \theta_{\text{ENV}}}\right). \quad (2.10)$$

Умовний коефіцієнт теплообміну при дефлегмації парового потоку ВАС розраховується на основі рівняння (1.6):

$$\tilde{\alpha}_D = 28,5 \cdot \frac{\lambda_{\text{cm}}}{d_{\text{in}}^{0,2}} \left(\frac{Q_{\text{Ph}}}{\Delta F_{\text{in}} \cdot r \cdot \eta''_{\text{cm}}}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{cm}}^{0,33}, \quad (2.11)$$

де λ_{cm} коефіцієнт теплопровідності парової ВАС [91]:

$$\lambda_{\text{cm}} = \lambda_A \cdot (1 - \xi'') + \lambda_X \cdot \xi'' \quad (2.12)$$

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

ξ'' – масова концентрація пари аміаку в насиченій паровій ВАС;

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

$$Q_{\text{Ph}} = dm_w \cdot r, \quad (2.13)$$

r – питома теплота фазового переходу при дефлегмації ВАС при тиску в системі P_0 і масовій концентрації аміаку в паровій суміші ξ'' ;

Pr_{cm} – число Прандтля для парової ВАС при тиску в системі P_0 і масовій концентрації аміаку в паровій суміші ξ'' ;

η''_{cm} – коефіцієнт динамічної в'язкості парової ВАС [63]:

$$\eta''_{\text{cm}} = (0,866 + 0,0000753 \cdot T_s + 0,00001 \cdot T_s^2 + 0,09163 \cdot \xi'' +$$

$$+ 0,00952 \cdot T_s \cdot \xi'' - 0,000106 \cdot T_s^2 \cdot \xi'' +$$

$$+ 0,172 \cdot (\xi'')^2 - 0,0079 \cdot T_s \cdot (\xi'')^2 + 0,000104 \cdot T_s^2 \cdot (\xi'')^2) \cdot 10^{-5}, \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad (2.14)$$

T_s – абсолютна температура насичення парової ВАС, К.

Для вивчення представленої вище гіпотези про перспективність регулювання умов теплорозсіювання з зовнішньої поверхні дефлегматора при зміні температури повітря в приміщенні, було розглянуто випадок конвективного теплообміну в замкненому просторі.

Особливості теплообміну в обмеженому просторі детально вивчені в [23] і для повітряних циліндричних прошарків товщиною $\delta \geq 10$ мм рекомендовано співвідношення для коефіцієнта конвективного теплообміну

$$\alpha = 0,91 \cdot \frac{\delta}{d_m \cdot \ln\left(\frac{d_\delta}{d_m}\right)} \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{\delta}}, \quad (2.15)$$

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

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

Згідно тих же рекомендацій [23], для створення практично адіабатних умов використовувалися повітряні прошарки менші ніж 5 мм, в яких природна конвекція відсутня, а процес перенесення тепла проходить кондукторним шляхом.

Коефіцієнт конвективного теплообміну між стінкою дефлегматора і ламінарним потоком ВАС, що задовольняє співвідношенню

$$\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d}{l} \succ 10 \quad (2.16)$$

розраховувався на основі залежності [85]:

$$\text{Nu} = 1,86 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}, \quad (2.17)$$

де $\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ – емпіричний поправковий коефіцієнт, що враховує вплив температури на в'язкість рідин. Для газів і парів він практично дорівнює одиниці.

Попередній чисельний аналіз показав можливість використання співвідношення (2.17) в діапазоні параметрів потоку, складу і температур ВАС в типових АХА побутового виконання.

При русі парового потоку ВАС по довжині дефлегматора відбувається не тільки зниження долі висококиплячого компонента, а й зниження температури потоку за рахунок конвективного теплообміну зі стінкою труби.

З рівнянь балансу тепла і маси на деякій ділянці дефлегматора Δx можна отримати залежність для температури парового потоку на його виході \mathcal{G}'' , знаючи температуру \mathcal{G}' на вході, умови теплообміну і параметри потоку:

$$\mathcal{G}'' = \left[\frac{G''_{\Delta x} \cdot c_p \cdot \mathcal{G}' - \alpha \cdot \Delta F_{in} \cdot (\mathcal{G}'/2 - \theta)}{\alpha \cdot \Delta F_{in}/2 + c_p \cdot (G''_{\Delta x} - dm_w)} \right], \quad (2.18)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність парової ВАС на ділянці Δx , Дж/(кг·К);

α – коефіцієнт конвективного теплообміну між паровим потоком ВАС і стінкою дефлегматора, розрахований за формулою (2.17), Вт/(м²·К).

Модельні уявлення про теплові і гідравлічні режими дефлегматора АХА реалізовані в середовищі імітаційного моделювання Simulink програми MATLAB [16, 106]. Облік зміни теплофізичних властивостей [184-186] парової ВАС, в залежності від складу, проводився за допомогою вбудованого блоку Look-Up-Table.

За наведеним вище алгоритмом виконано розрахунок температурних полів для дефлегматора діаметром 16×1,4 мм. Матеріал труби – конструкційна сталь ($d_{in} = 45$ Вт/(м·К)). Матеріал теплоізоляції кожуха – тканина зі скловолокна ($\lambda_{ci} = 0,056$ Вт/(м·К)).

На вхід дефлегматора АХА надходить потік ВАС з температурою, що варіюється в залежності від температури повітря навколишнього середовища відповідно до експериментальних даних ряду дослідників [11, 78].

З урахуванням цих же результатів задаються масові витрати на вході дефлегматора при теплових навантаженнях: 70; 100 і 150 Вт. Ці значення теплових навантажень лежать в діапазоні з мінімальними температурами в холодильній камері АХП [25, 94, 66]. Надалі було проведено моделювання теплових режимів дефлегматора розміром 0,20 м з 20 елементарними ділянками розміром по 0,01 м.

Розглянуто два варіанти роботи дефлегматора: без теплової ізоляції підйомної ділянки і – в ідеальних адіабатних умовах.

У першому випадку моделювання проводилося за температурами: 10; 17; 25 і 32 °С, а в другому, при 10 і 25 °С. Нижня межа діапазону моделювання (10 °С) відповідає міжнародному класу виконання побутового приладу SN*, а верхня – помірного клімату [22]. При температурі повітря в приміщенні 25 °С проводиться тестування на енергоспоживання побутового холодильного прилада [22].

Результати першої серії моделювання наведені на рис. 2.5-2.31, а другої серії – на рис. 2.32-2.44.

Аналіз результатів моделювання дозволив виявити значну розрахункову різницю температур між потоком ВАС і стінкою дефлегматора АХА.

Дані аналізу наведені в таблиці 2.1.

Аналіз таблиці 2.1 показав, що мінімальна різниця температур між потоком ВАС і стінкою дефлегматора АХА має місце в адіабатних умовах роботи дефлегматора, коли вплив навколишнього середовища відсутній.

Отримані результати підтвердили відомий факт про непрацездатність АХА штатної конструкції (без теплової ізоляції всієї підйомної ділянки дефлегматора) в умовах низької температури навколишнього середовища (10 °С) і мінімальних теплових навантаженнях на генераторі-термосифоні (70 Вт).

На рис. 2.5 зображено режим роботи дефлегматора, коли у верхній його частині знаходиться фронт інертного газу – водню. На це вказує температура потоку 44 °С, менша ніж температура насичення аміаку при тиску в системі 2,0 МПа – 49 °С [86].

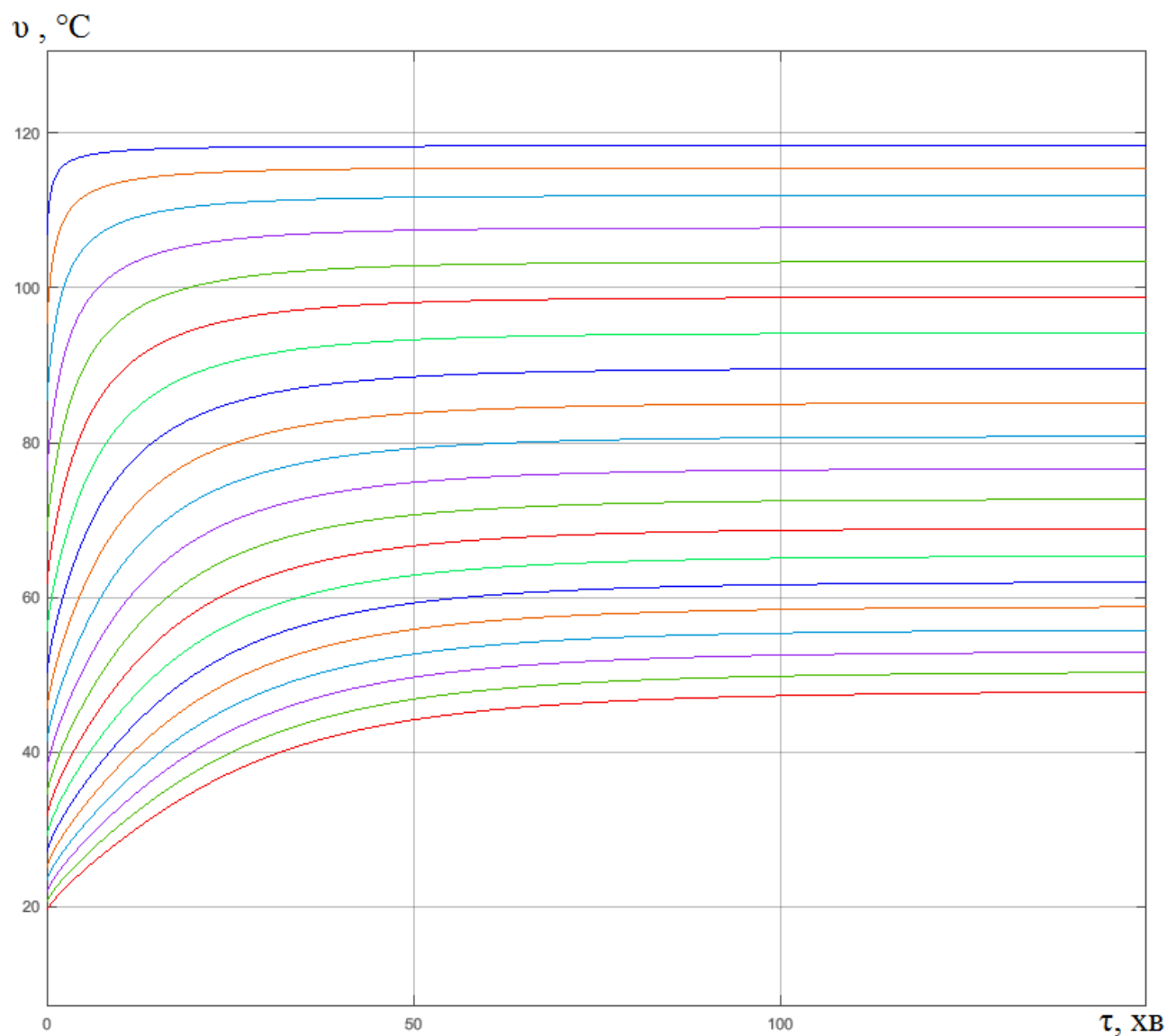


Рис. 2.5. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

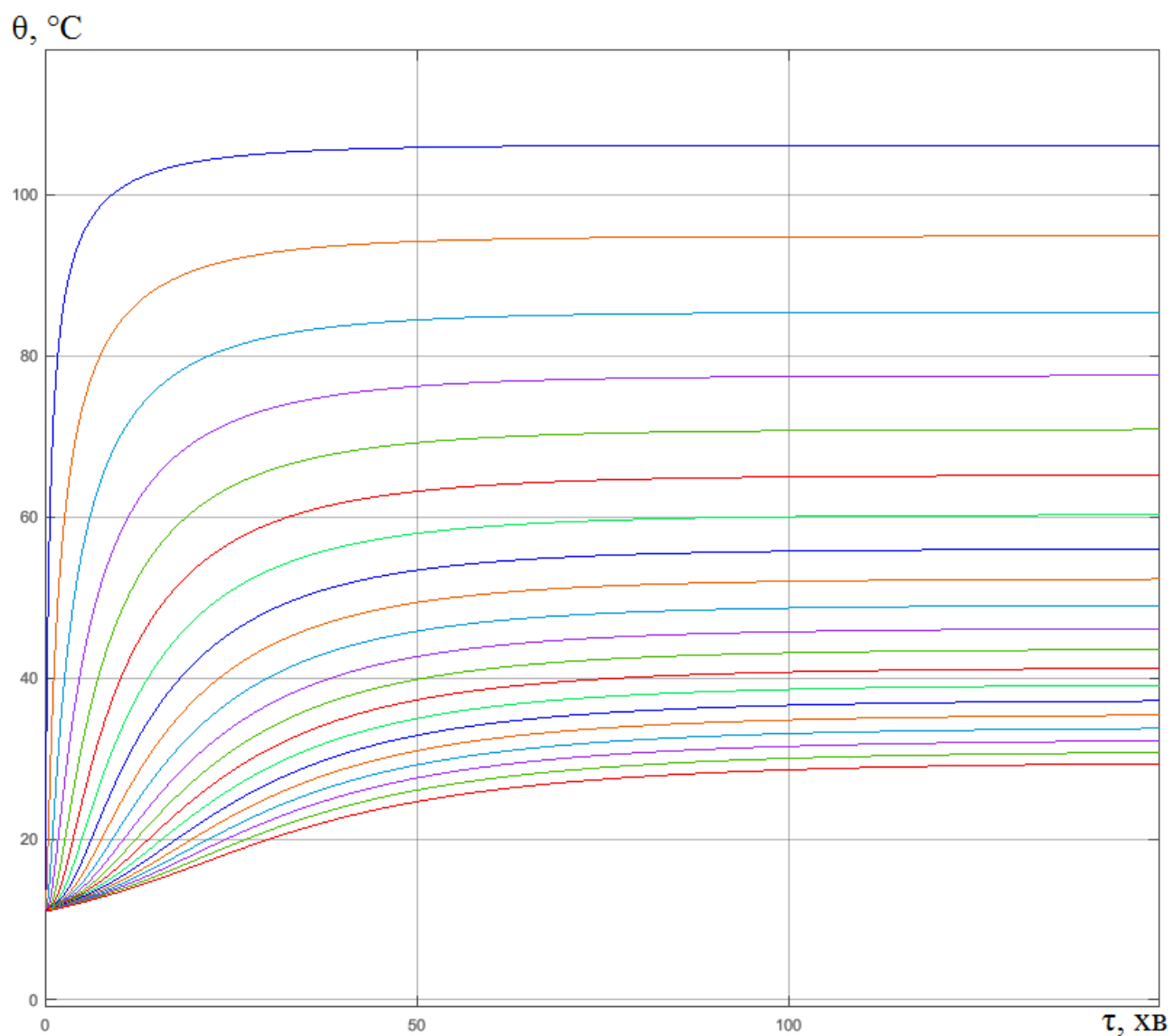


Рис. 2.6. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

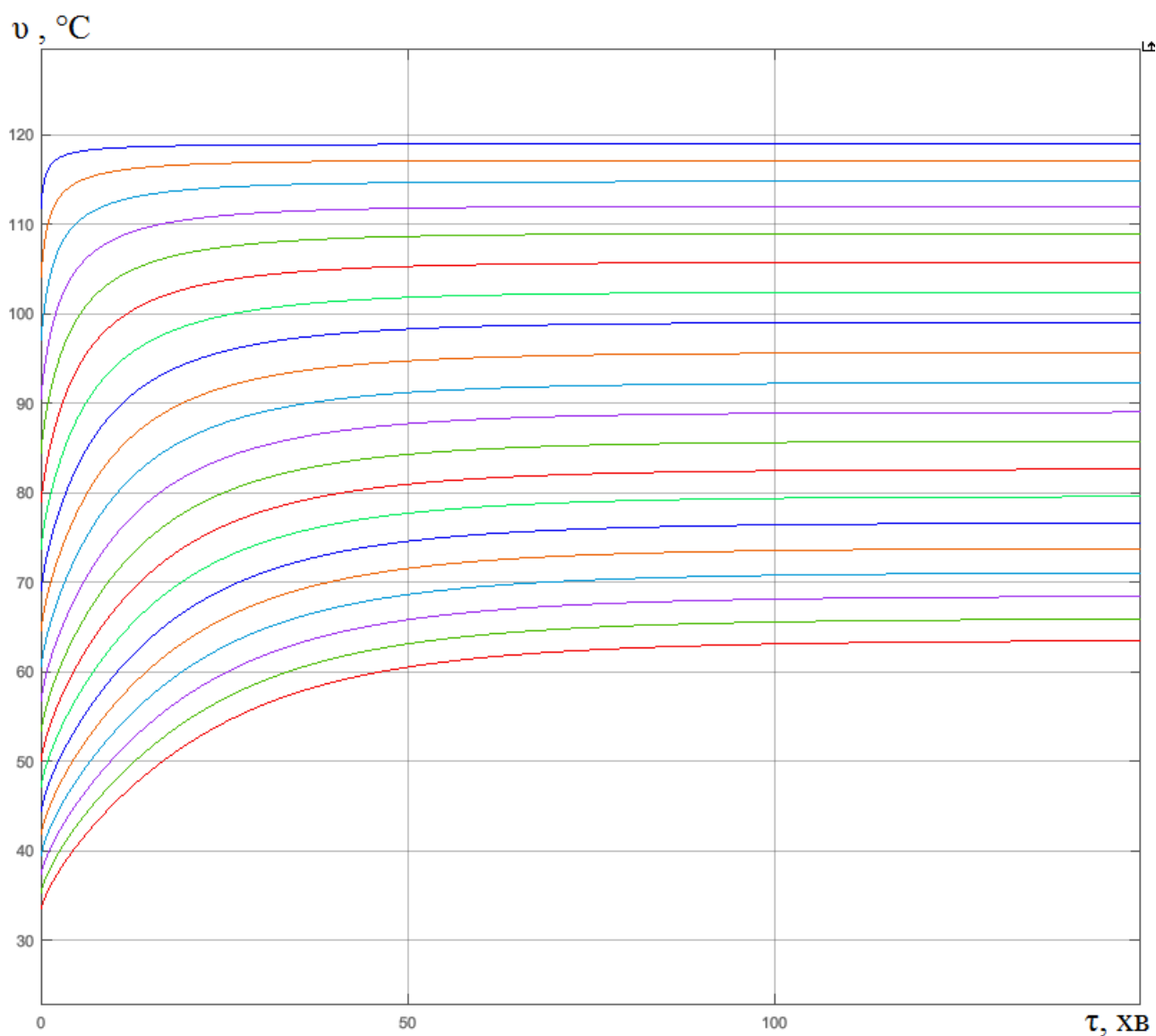


Рис. 2.7. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

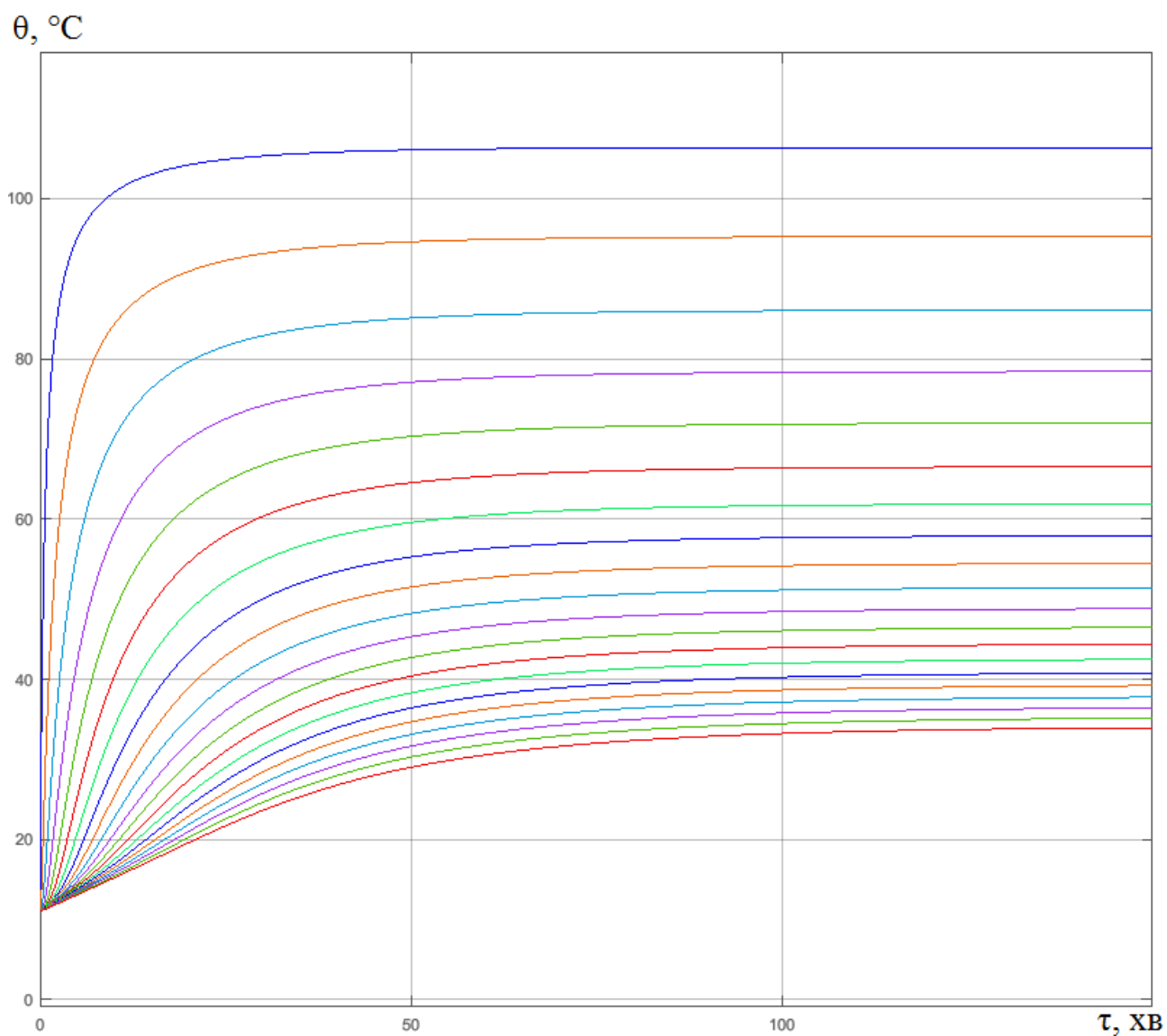


Рис. 2.8. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

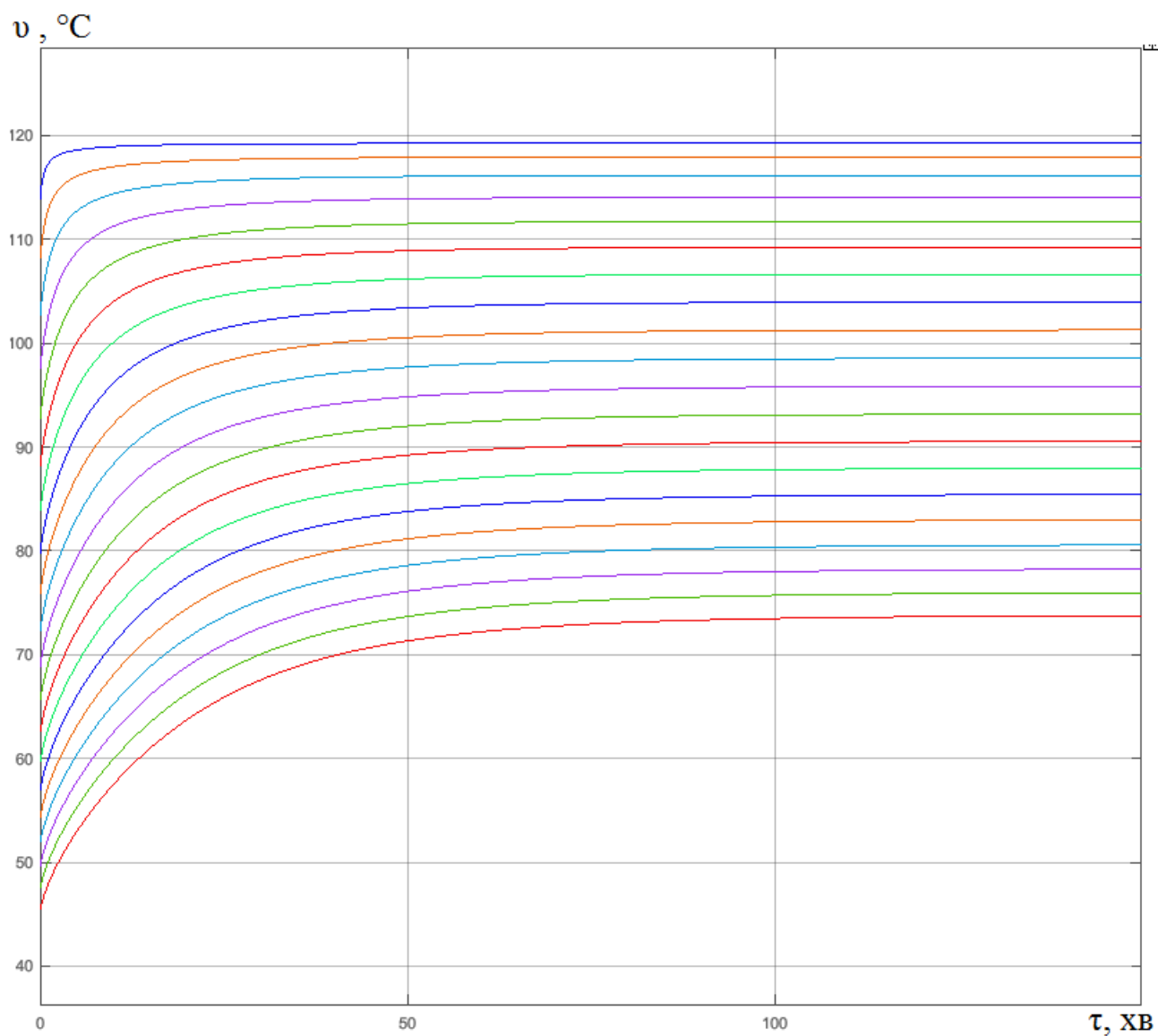


Рис. 2.9. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

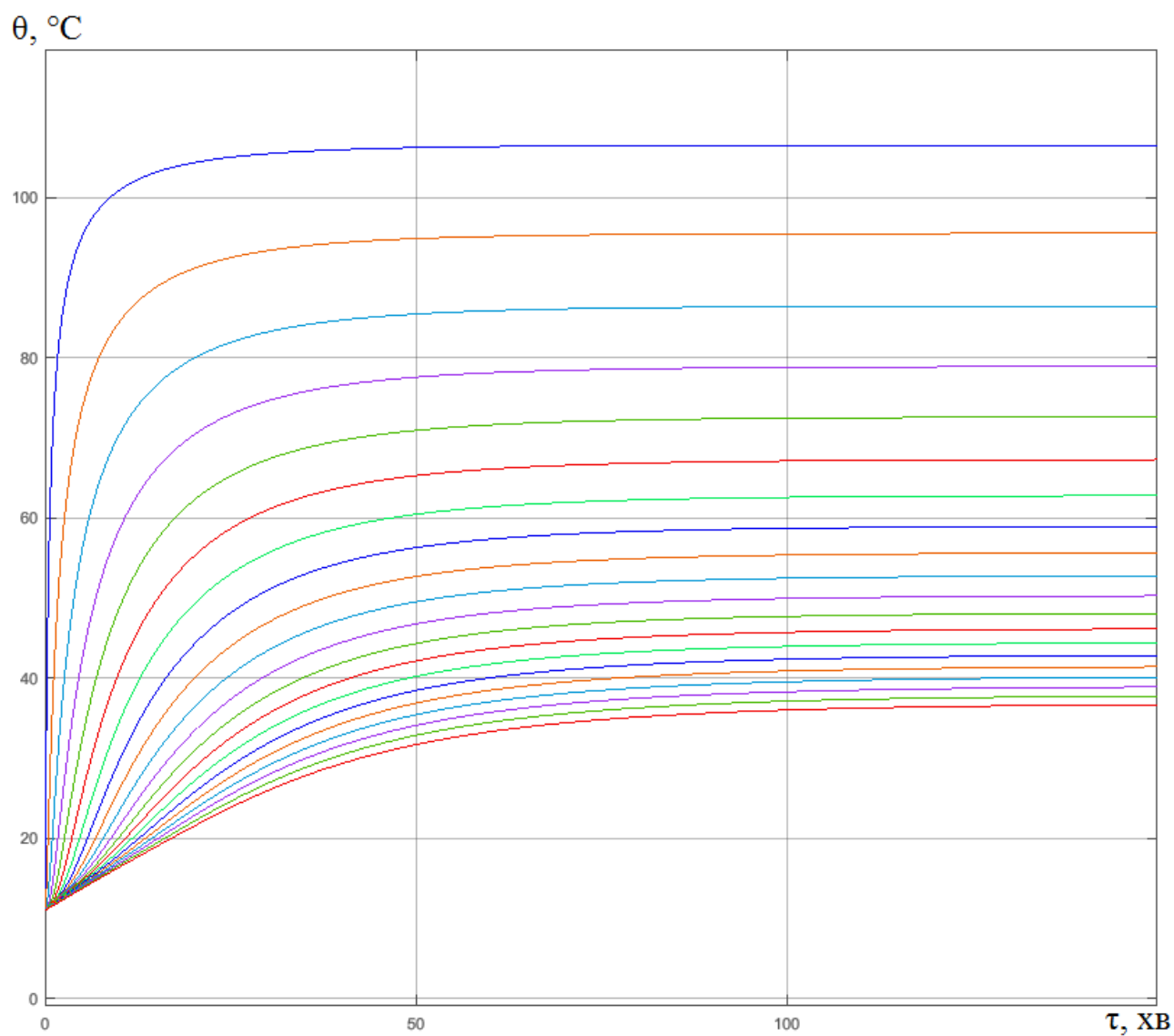


Рис. 2.10. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С

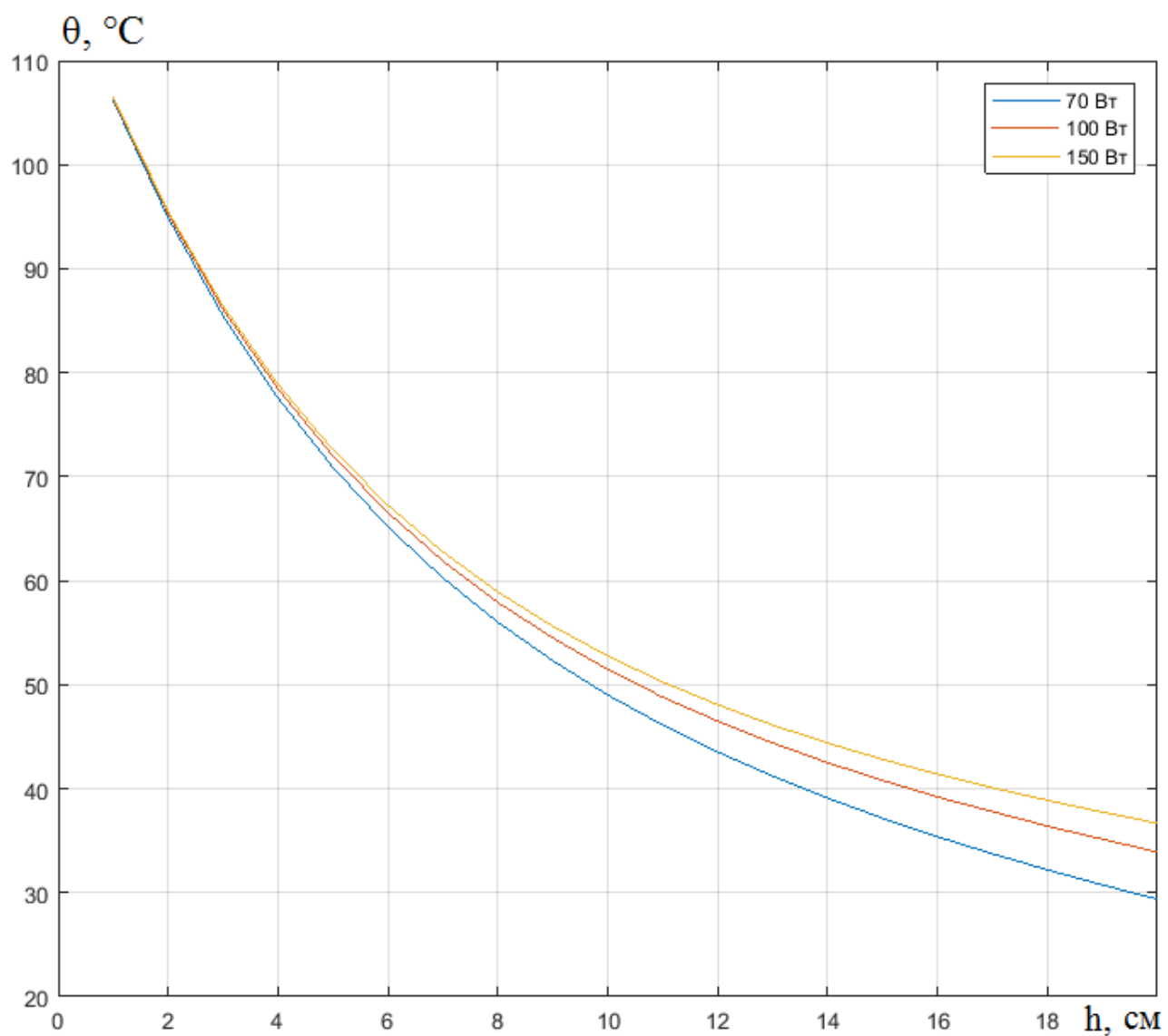


Рис. 2.11. Температурні поля стінки дефлегматора АХА в сталому (стаціонарному) режимі при температурі повітря навколишнього середовища $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і різних значеннях теплового навантаження в генераторі-термосифоні

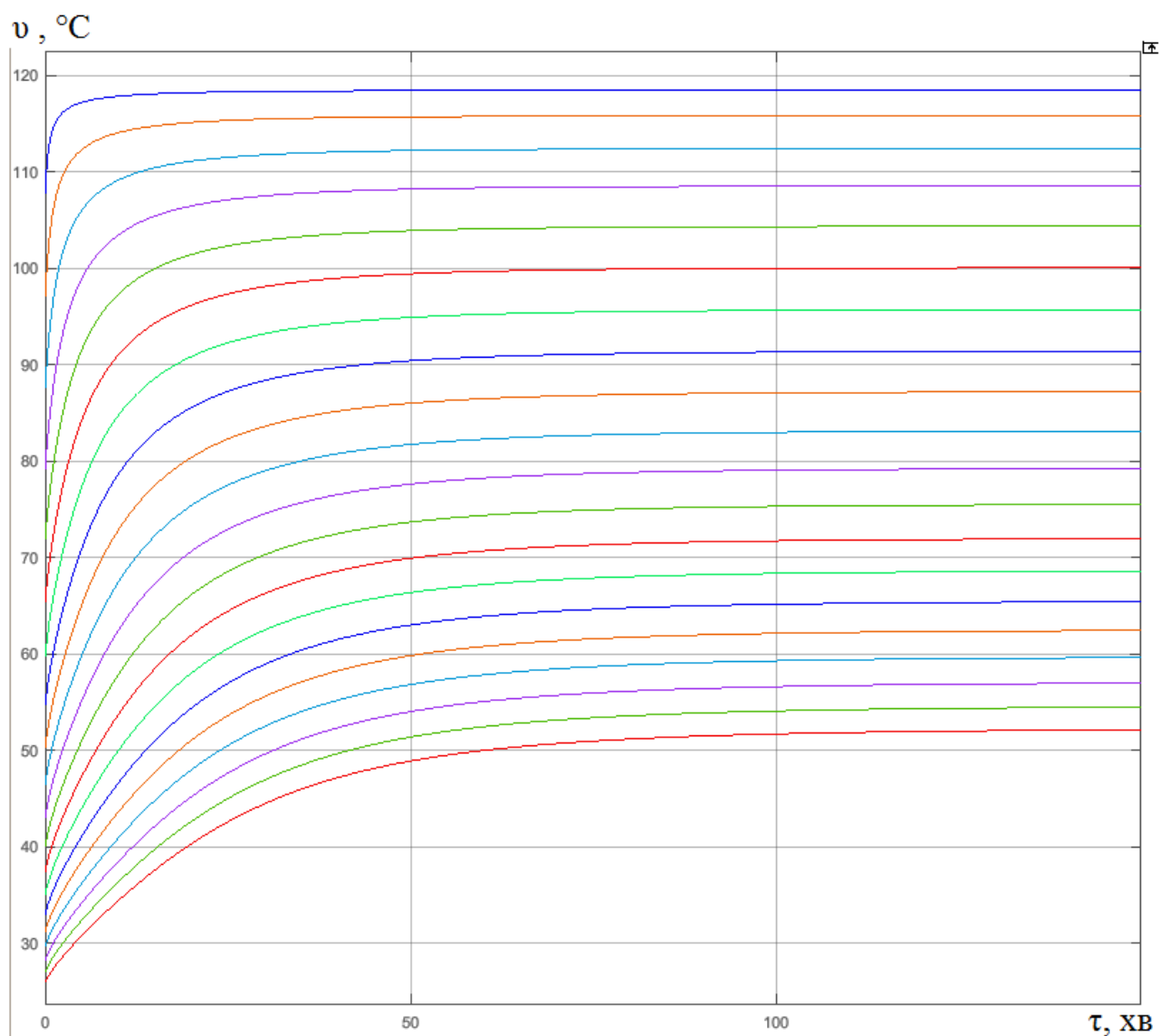


Рис. 2.12. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

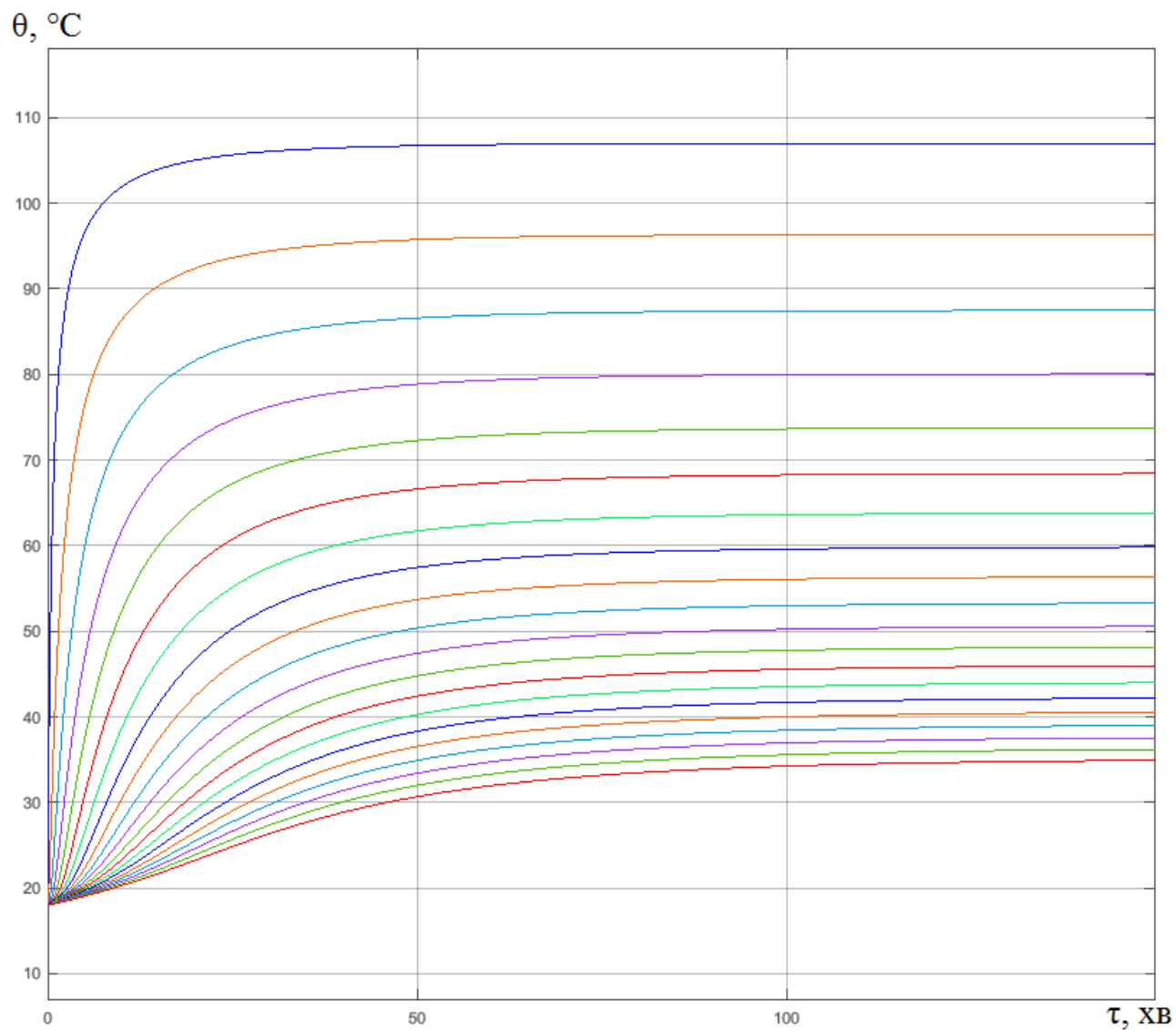


Рис. 2.13. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

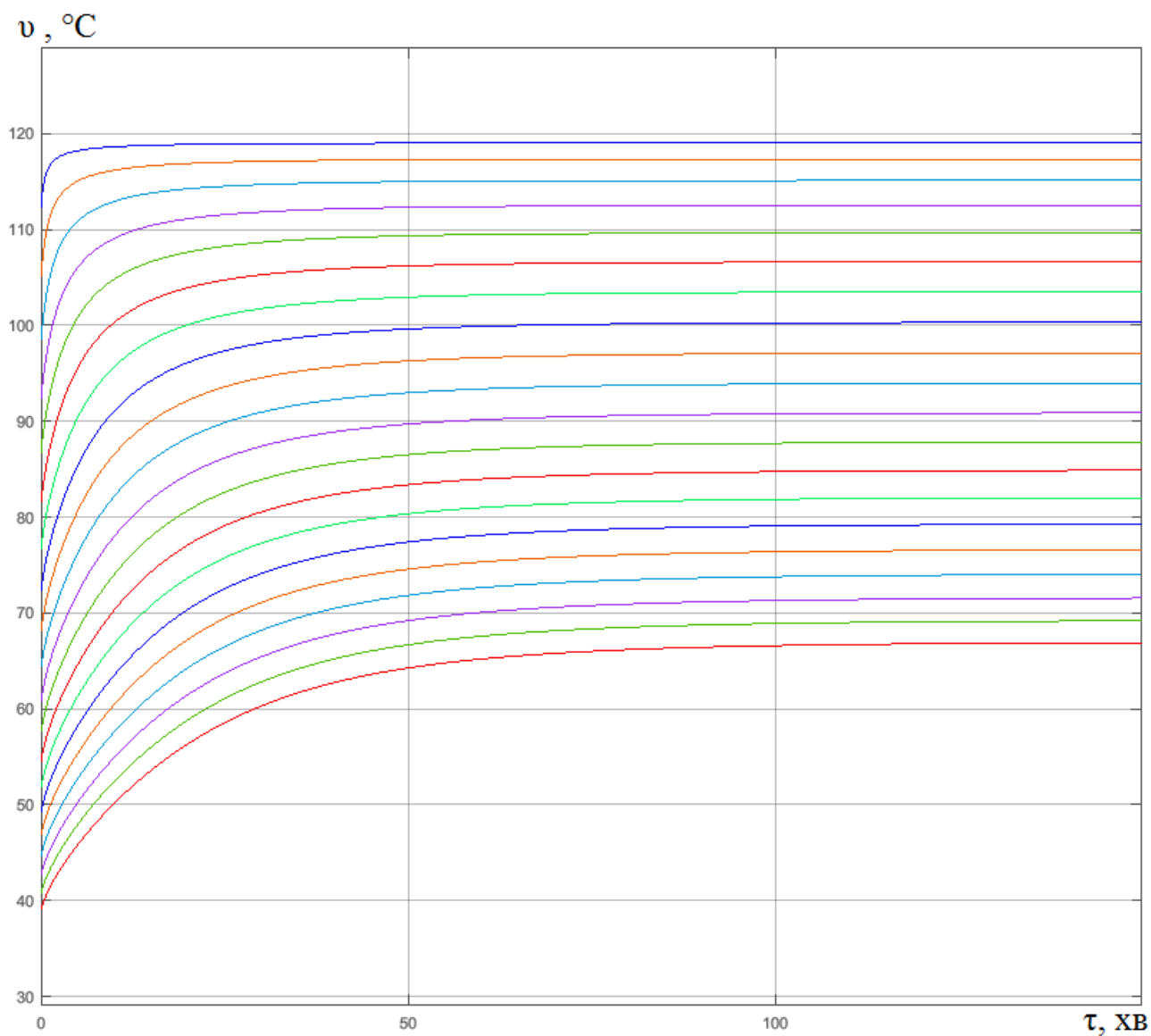


Рис. 2.14. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

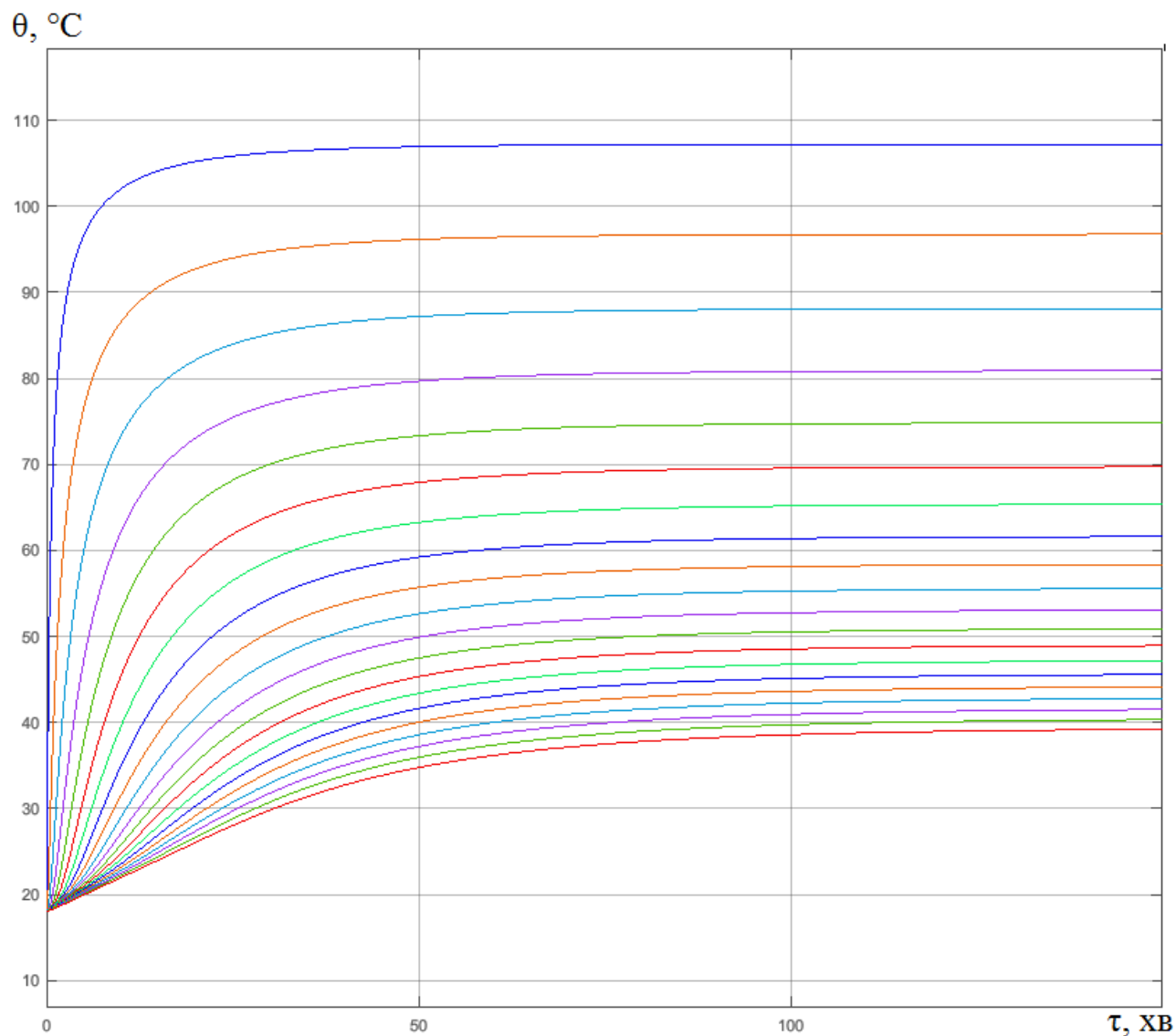


Рис. 2.15. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

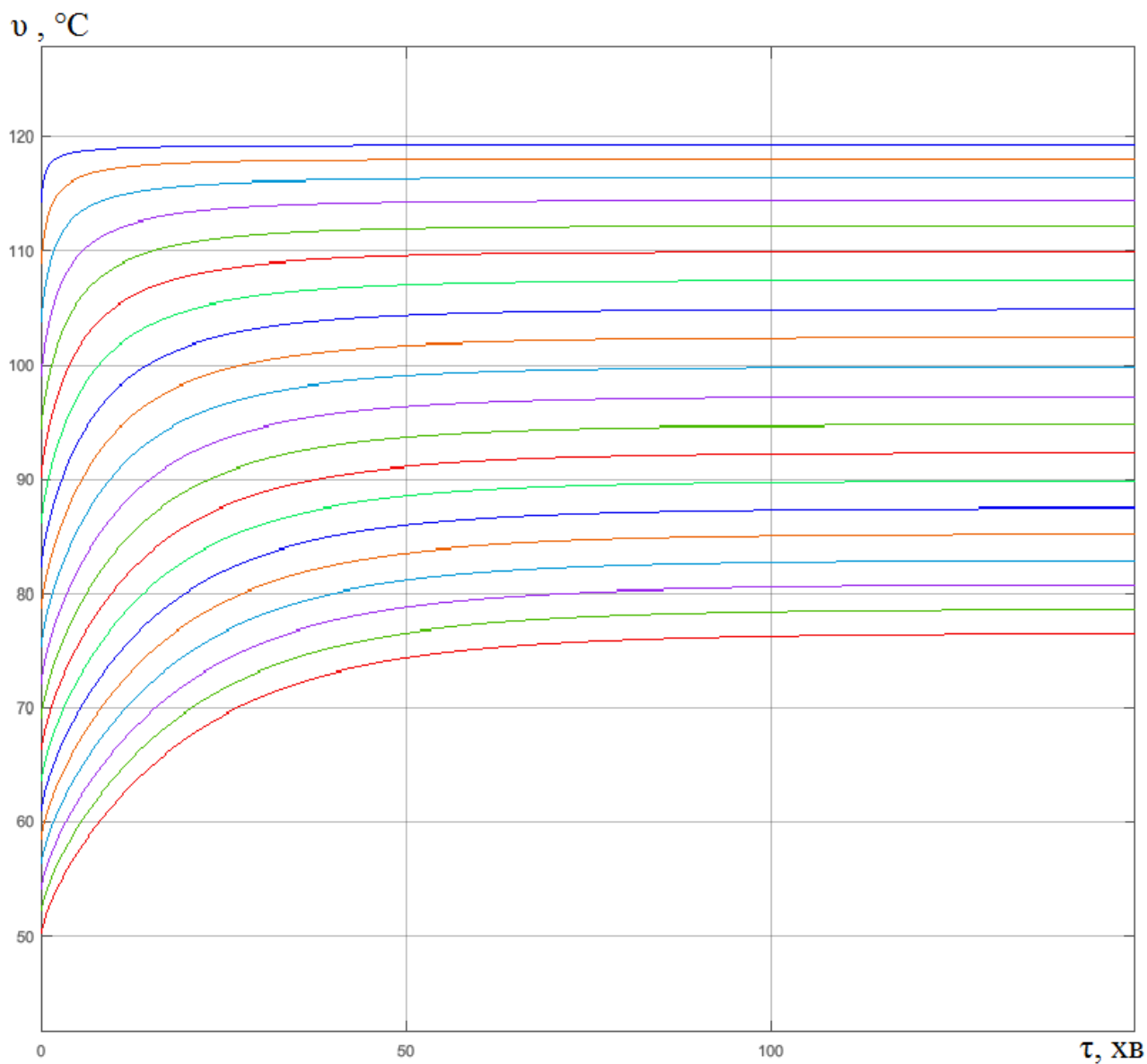


Рис. 2.16. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

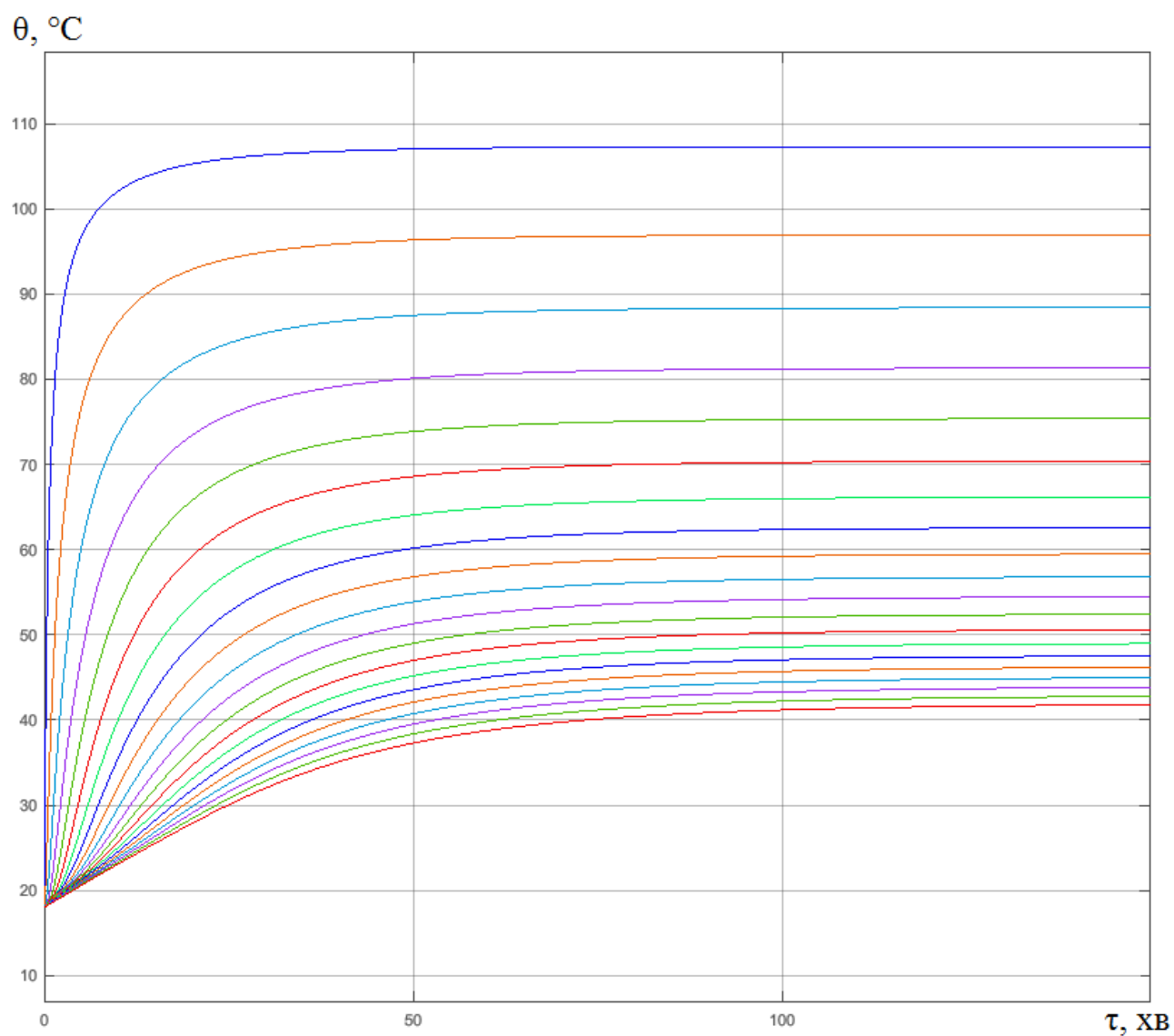


Рис. 2.17. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 17 °С

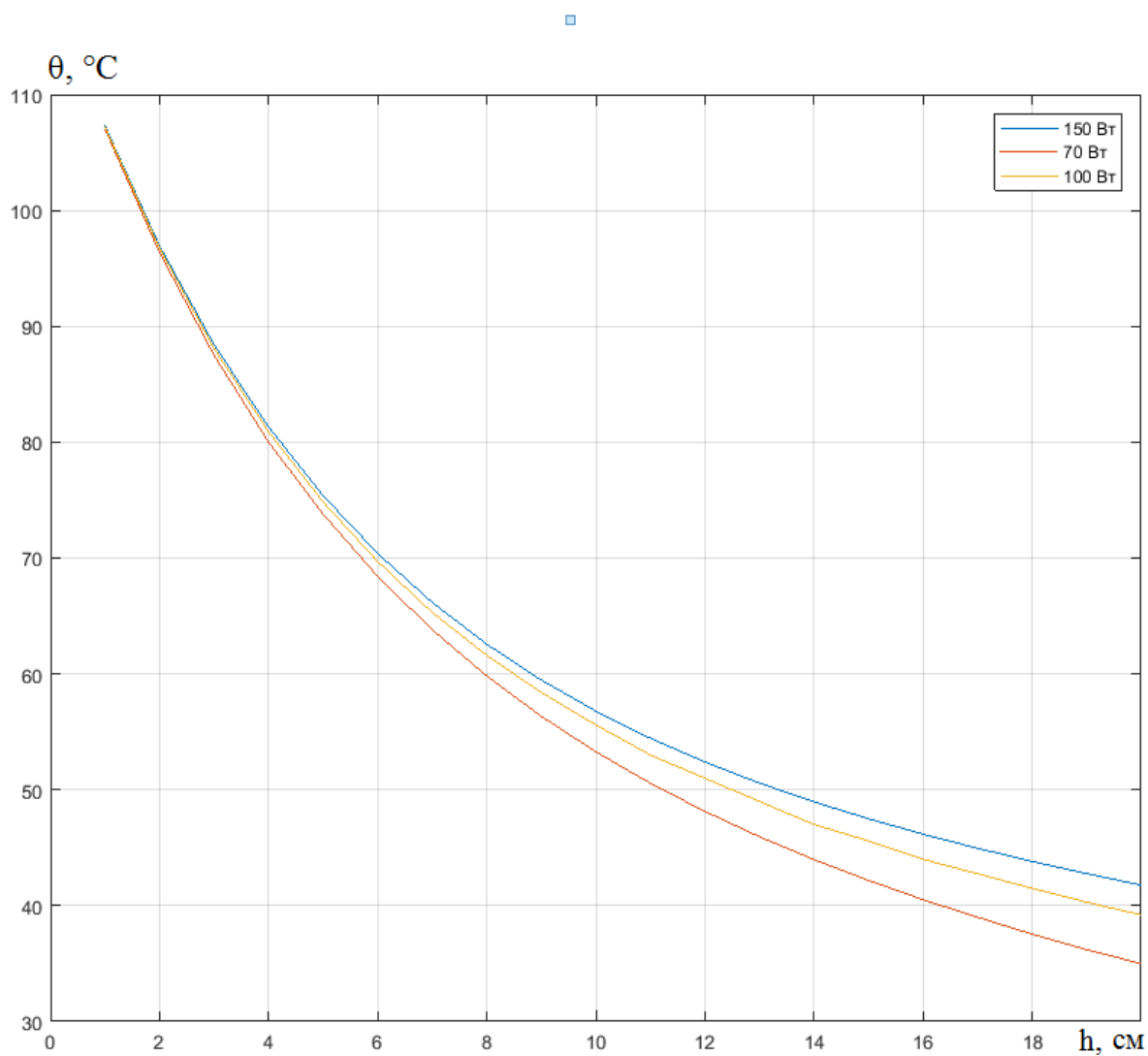


Рис. 2.18. Температурні поля стінки дефлегматора АХА в сталому (стаціонарному) режимі при температурі повітря навколишнього середовища 17 °С і різних значеннях теплового навантаження в генераторі-термосифоні

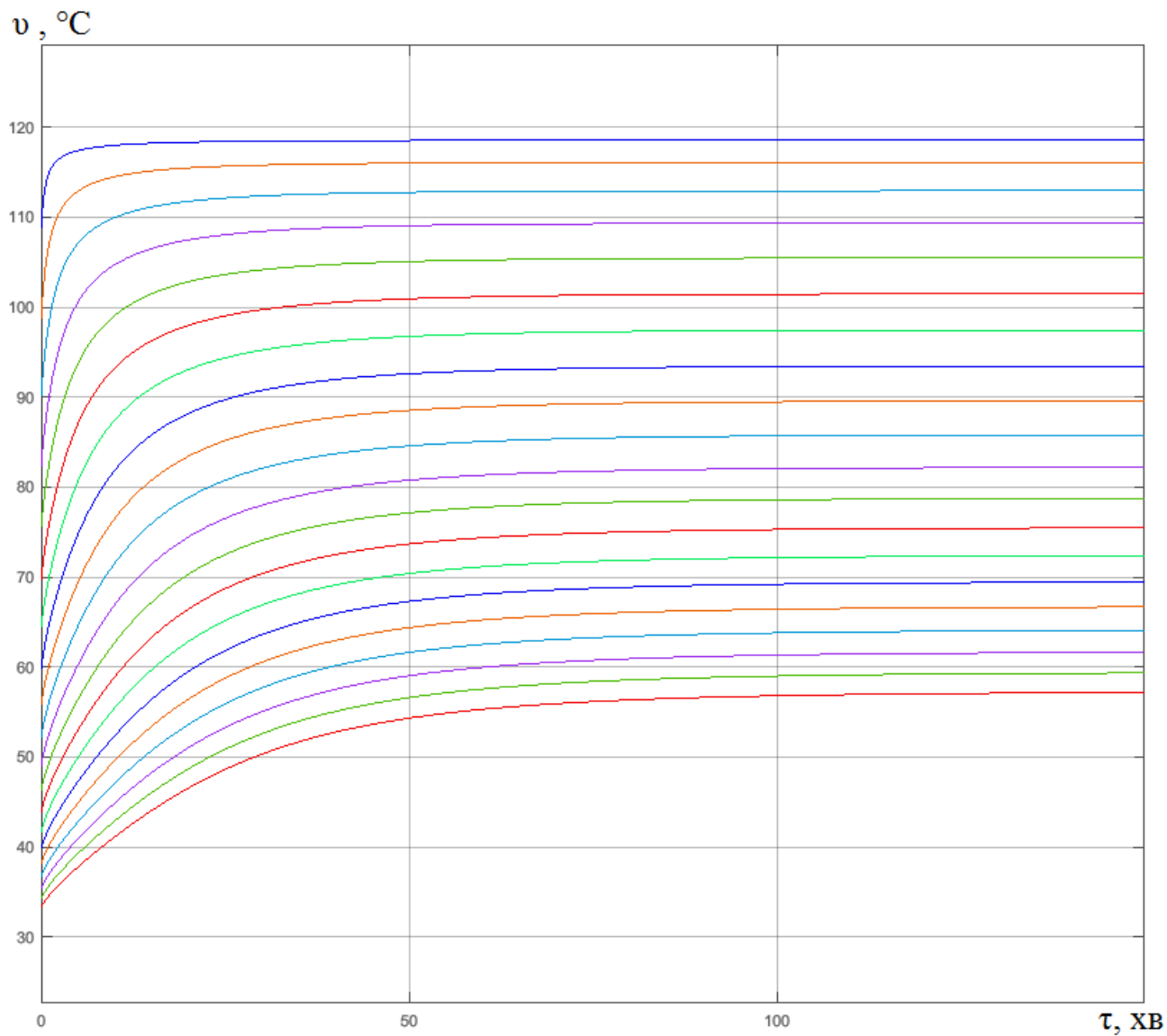


Рис. 2.19. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

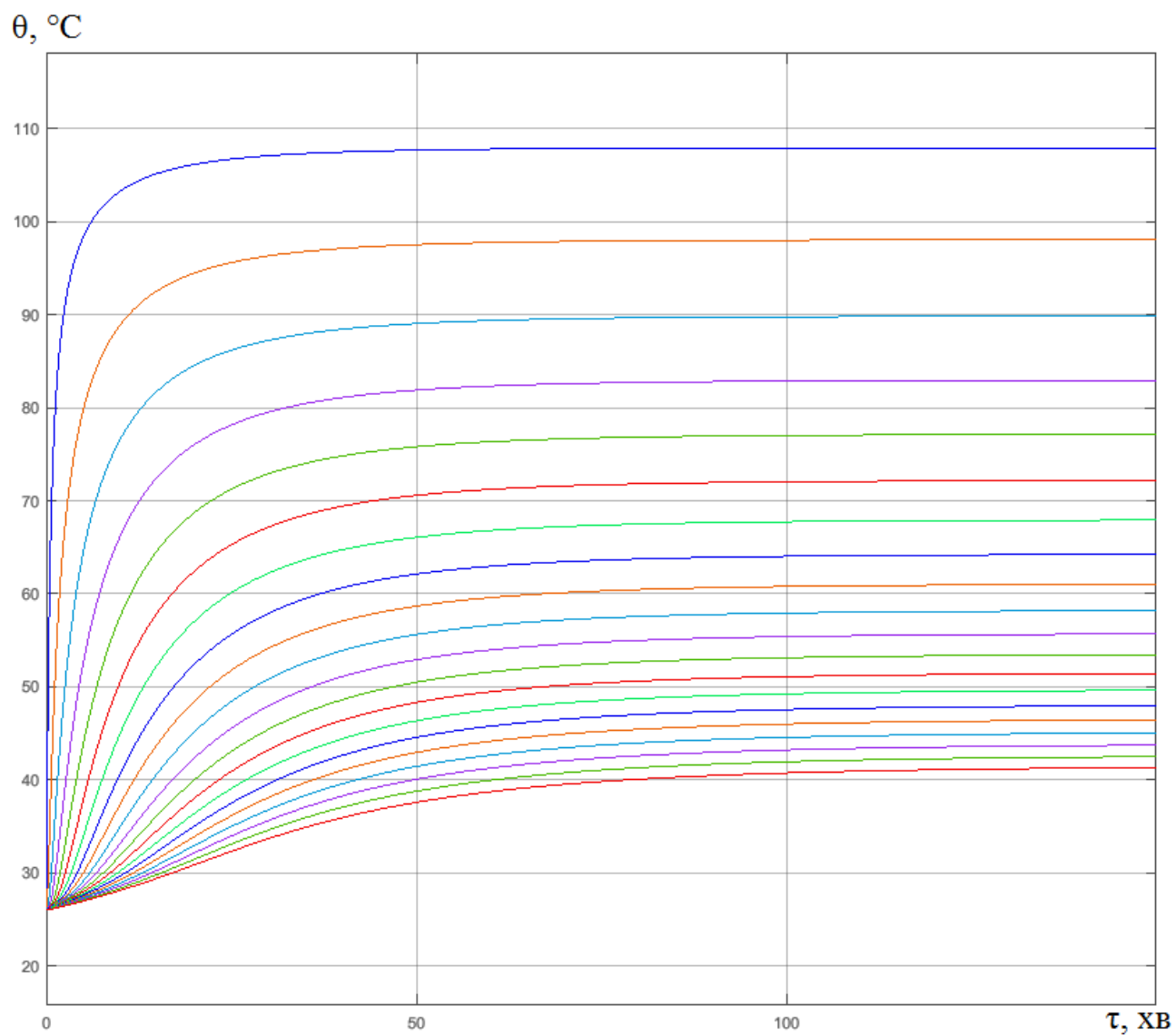


Рис. 2.20. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

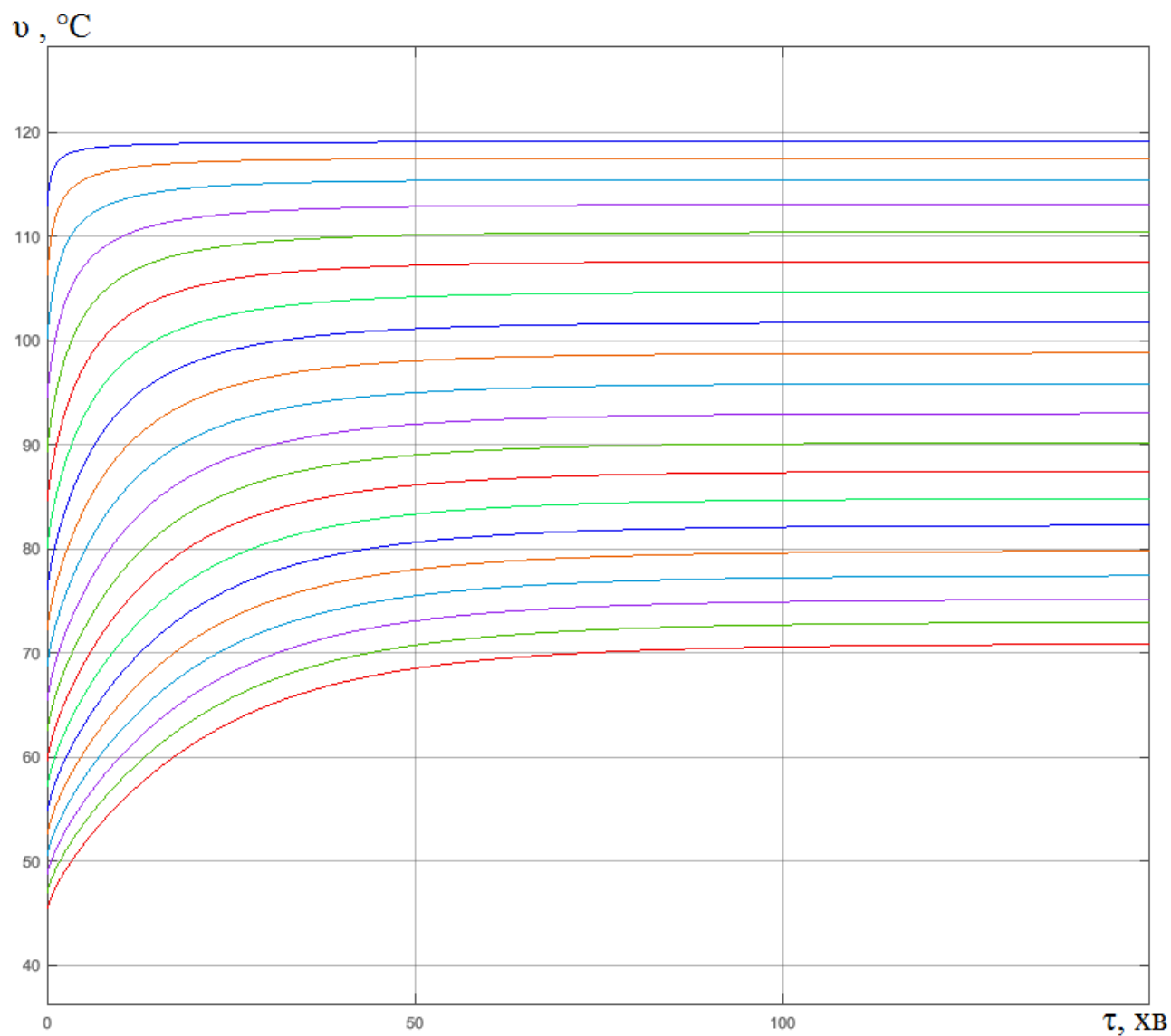


Рис. 2.21. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

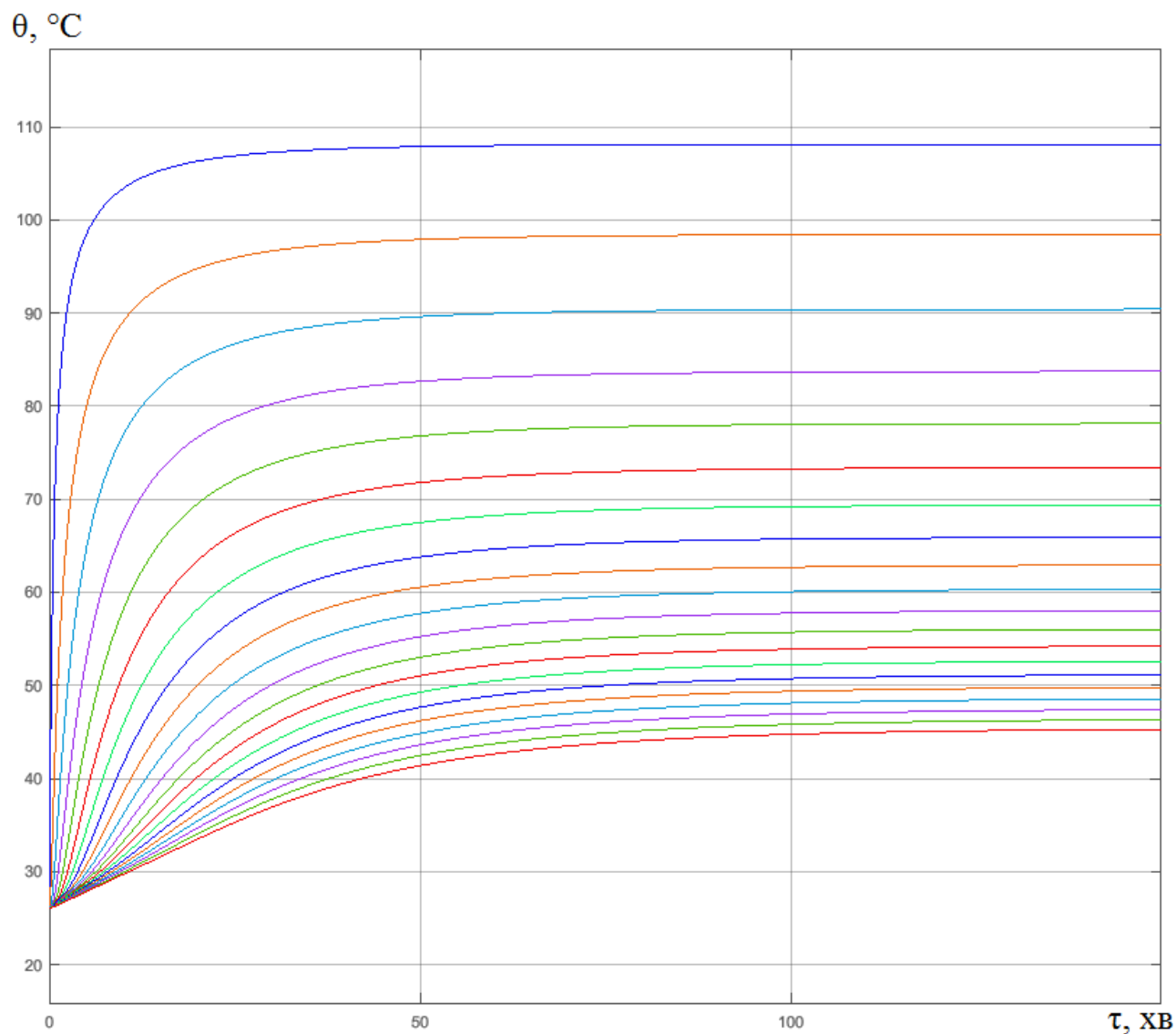


Рис. 2.22. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

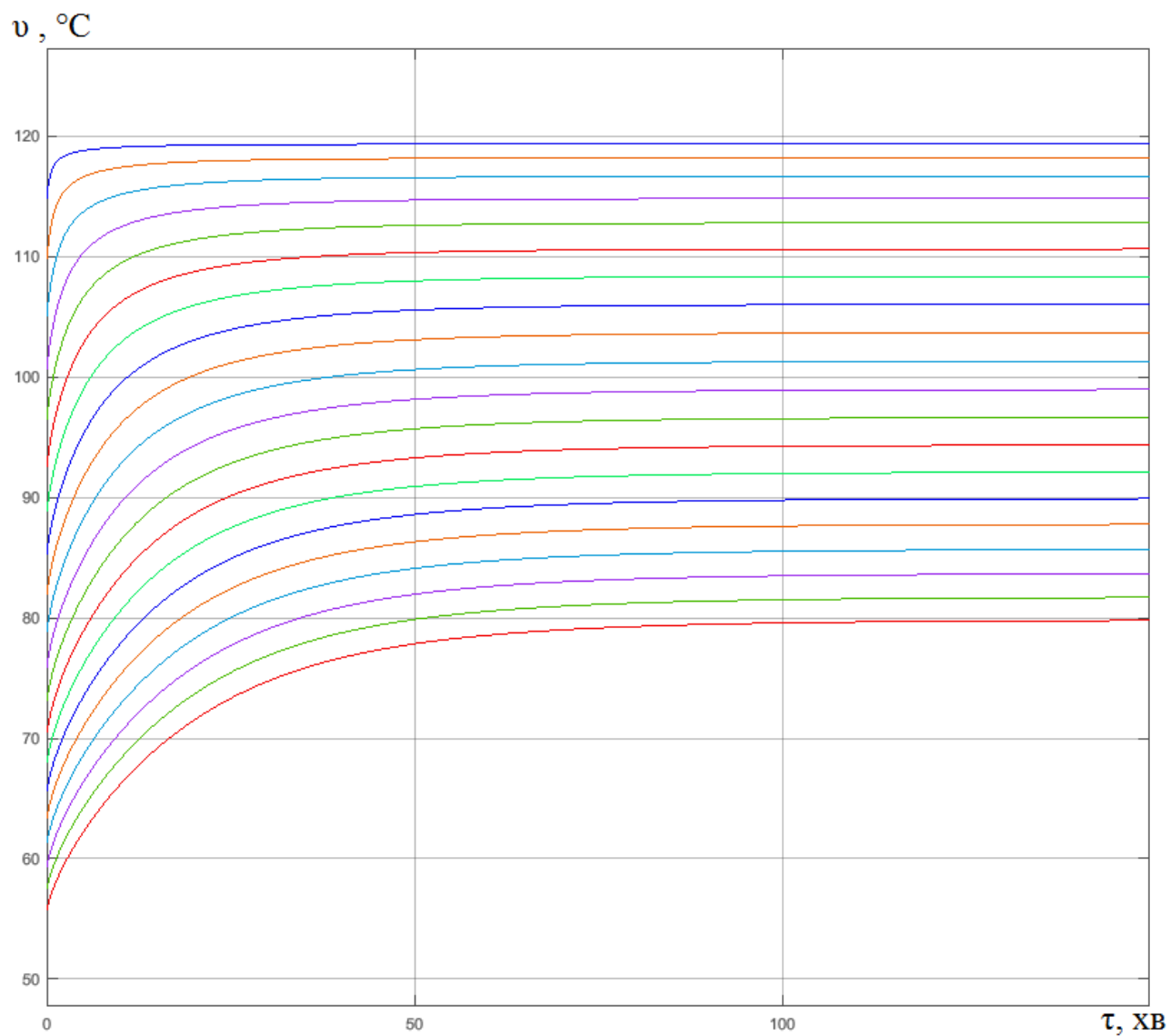


Рис. 2.23. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

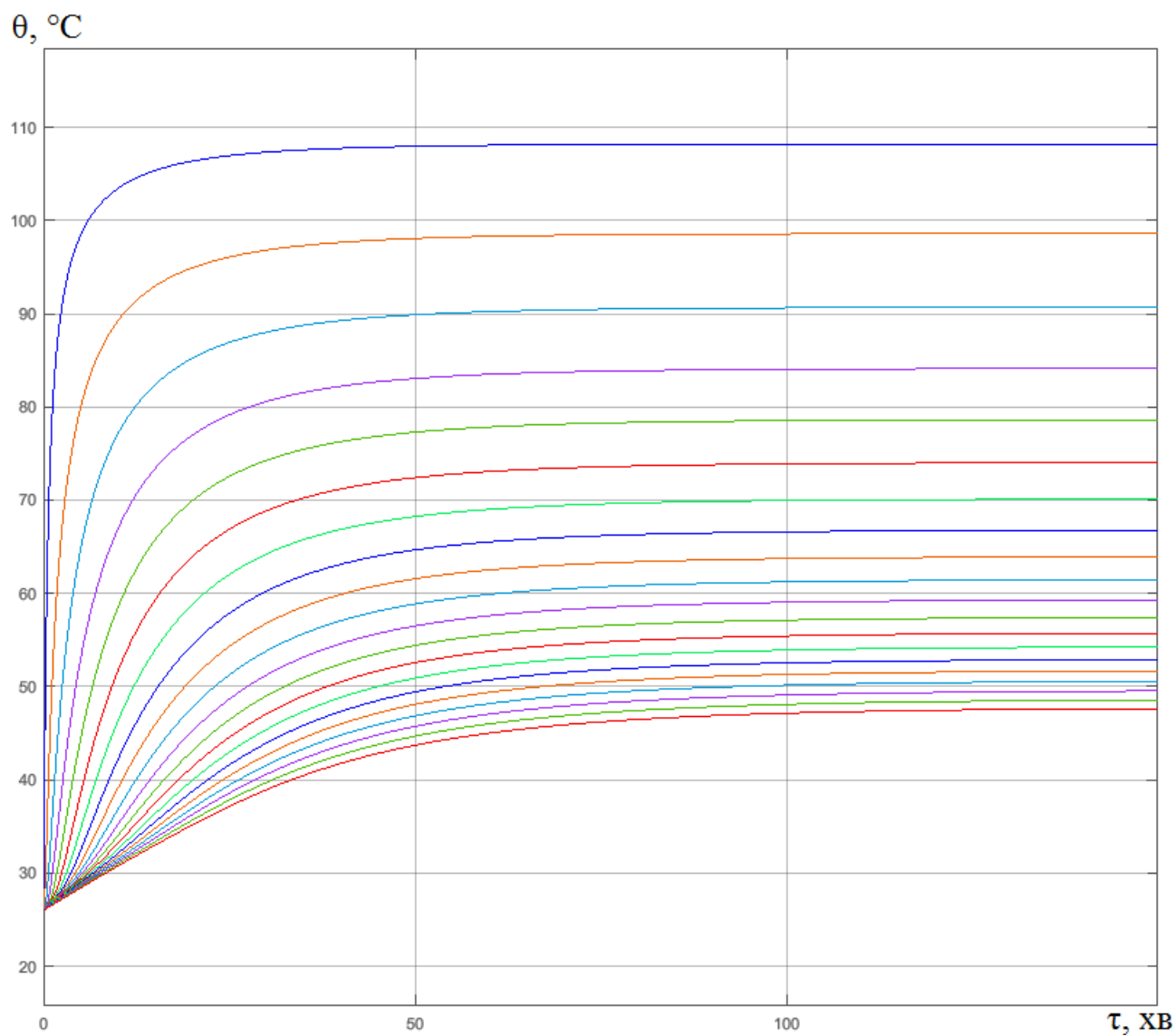


Рис. 2.24. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С

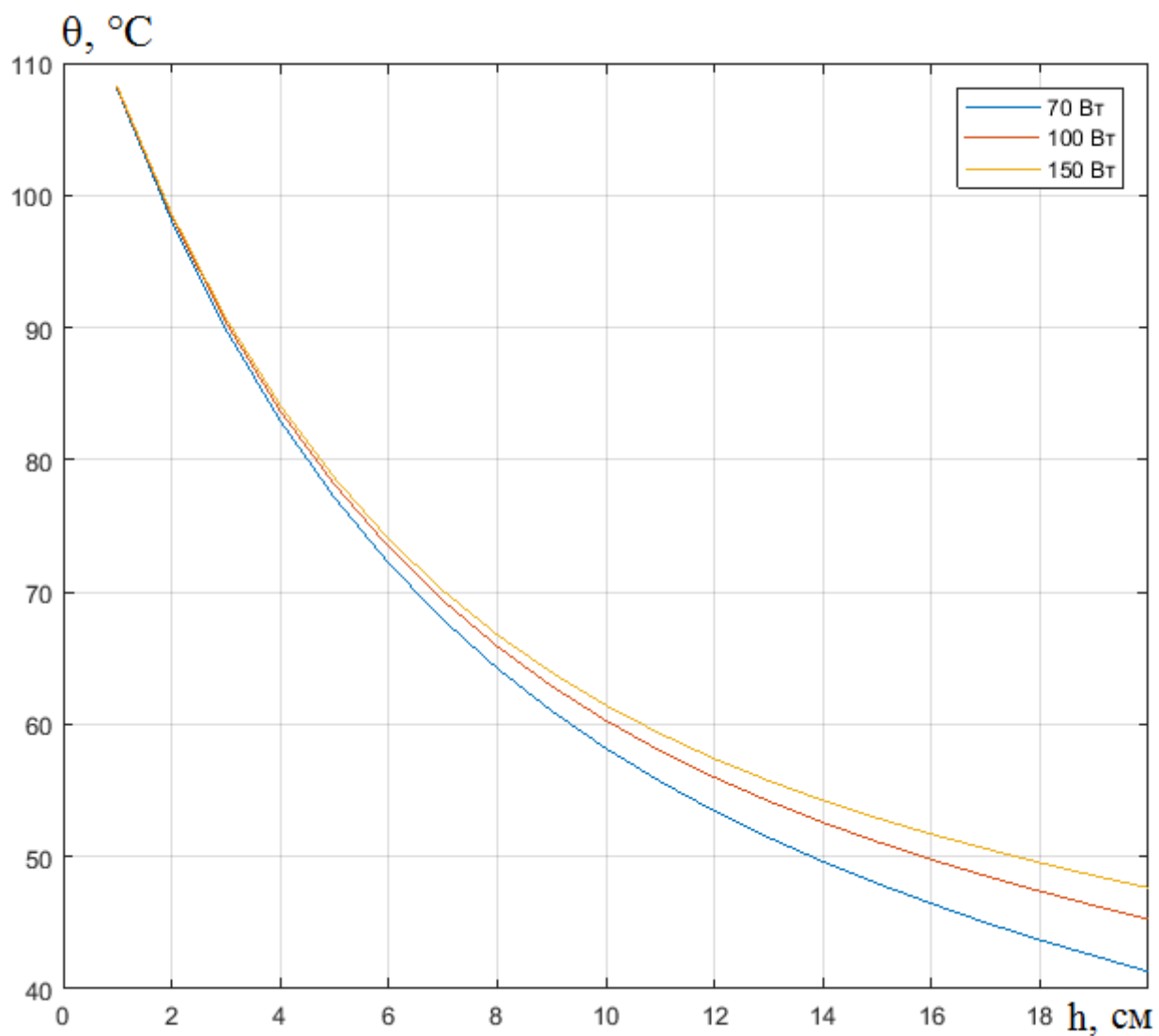


Рис. 2.25. Температурні поля стінки дефлегматора АХА в сталому (стаціонарному) режимі при температурі повітря навколишнього середовища 25 °C і різних значеннях теплового навантаження в генераторі-термосифоні

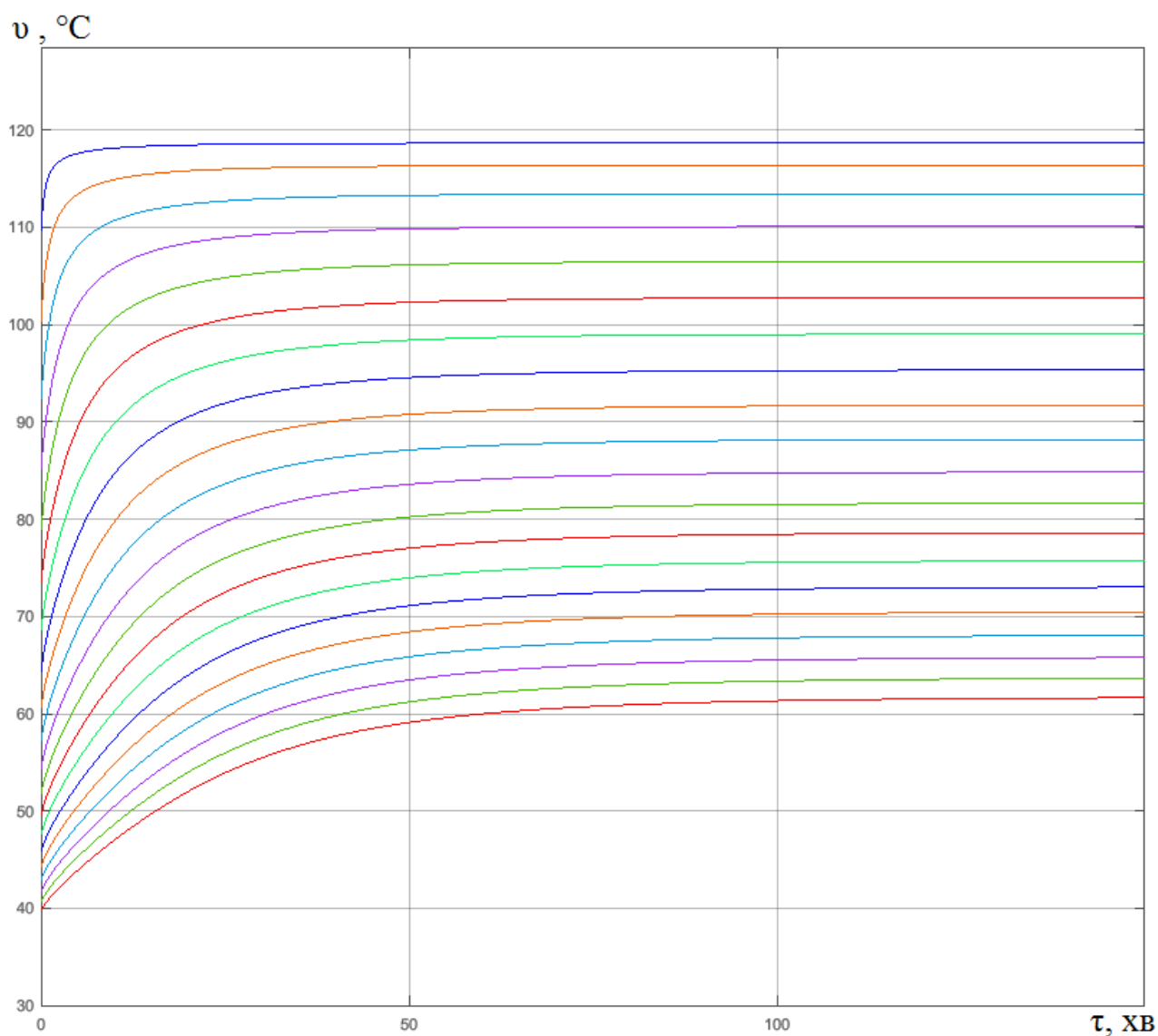


Рис. 2.26. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

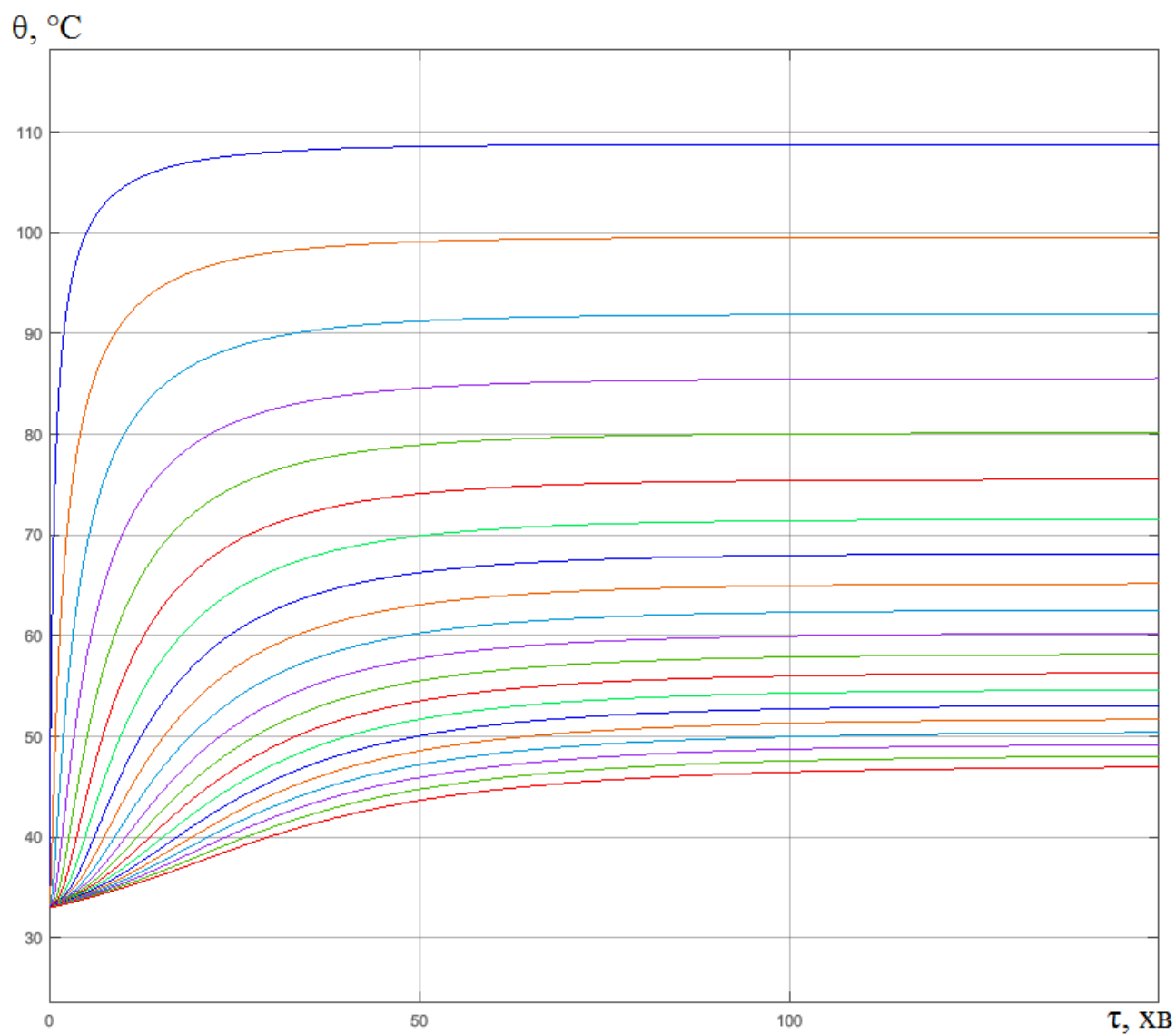


Рис. 2.27. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

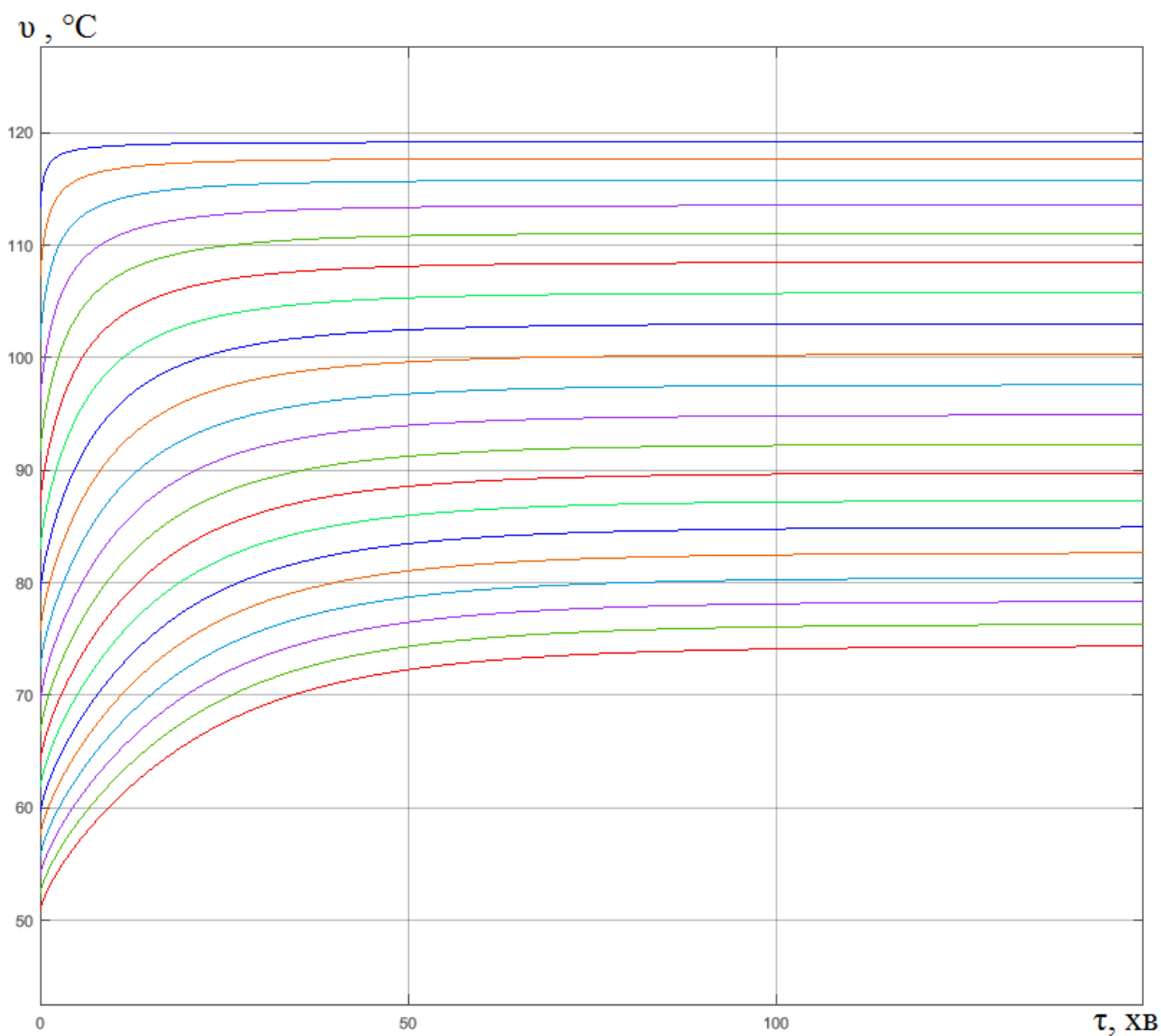


Рис. 2.28. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

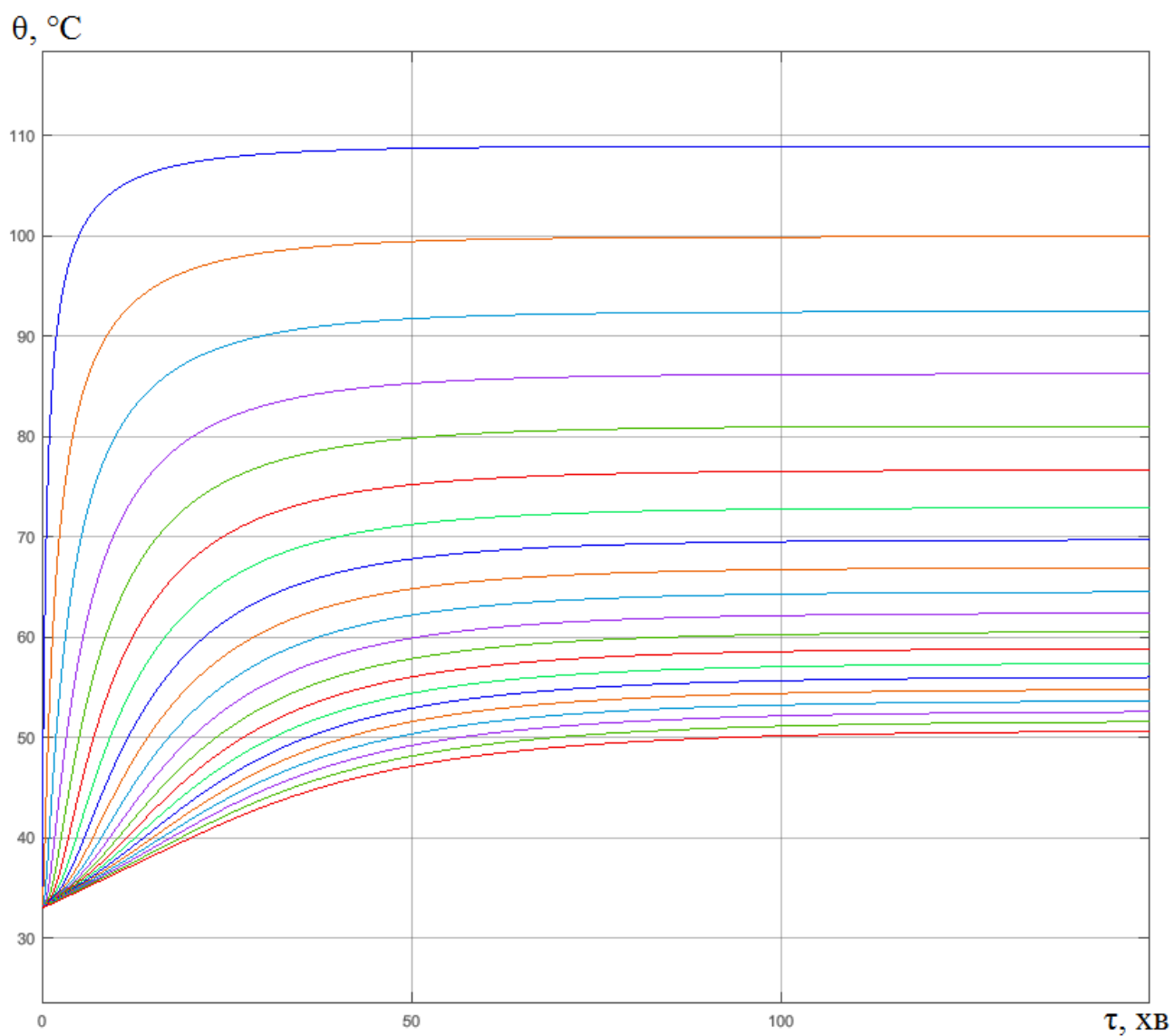


Рис. 2.29. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

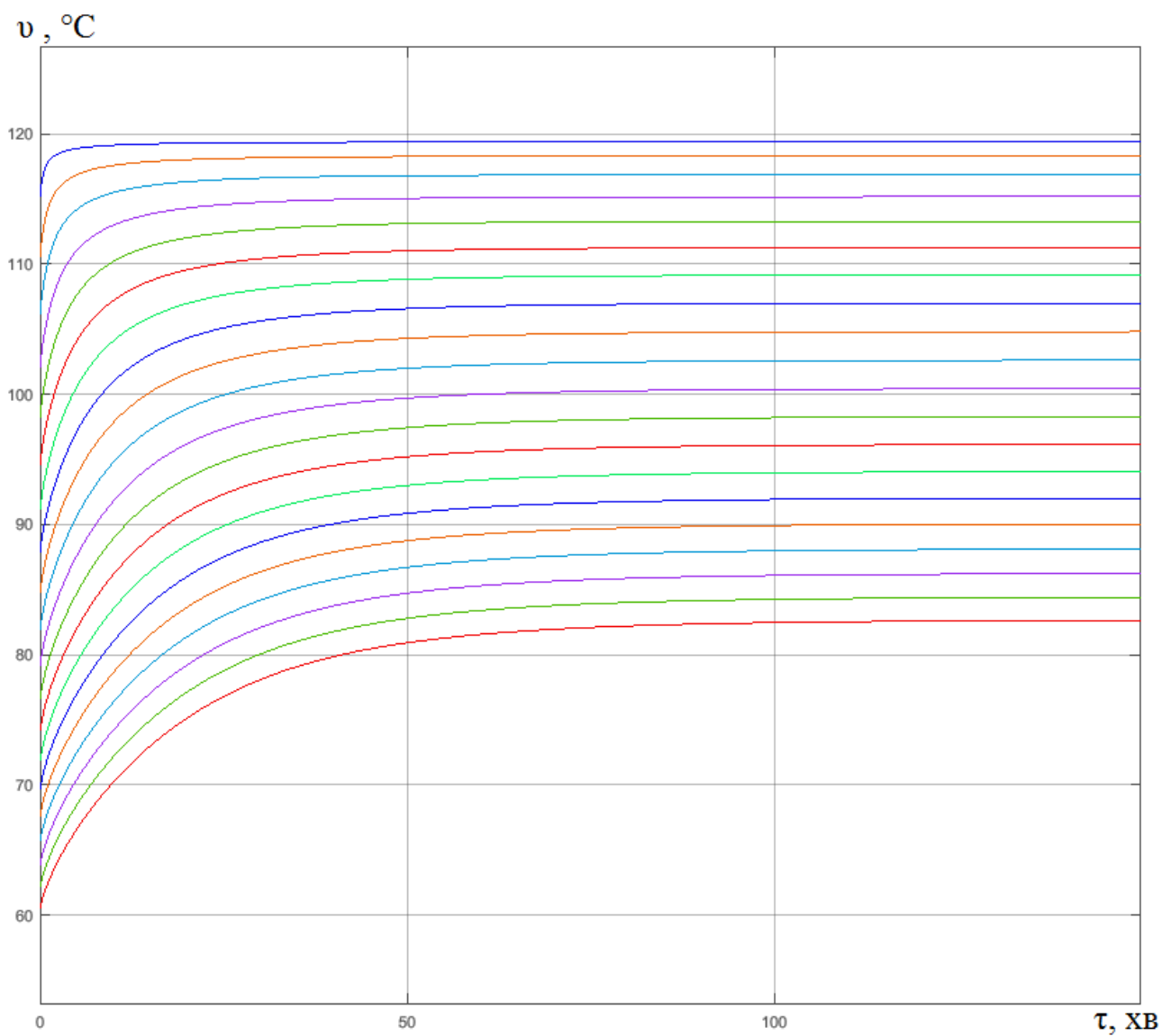


Рис. 2.30. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

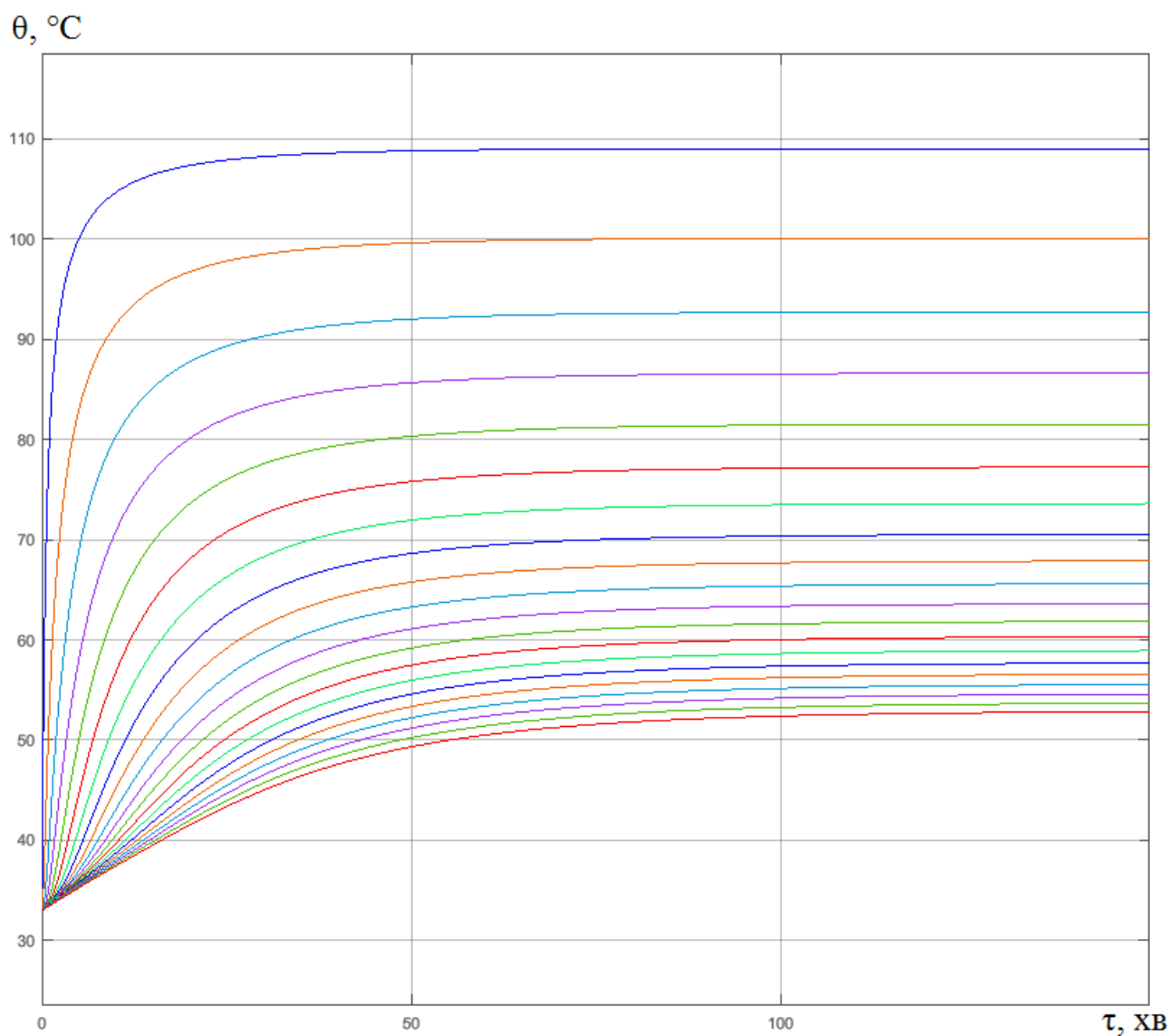


Рис. 2.31. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 32 °С

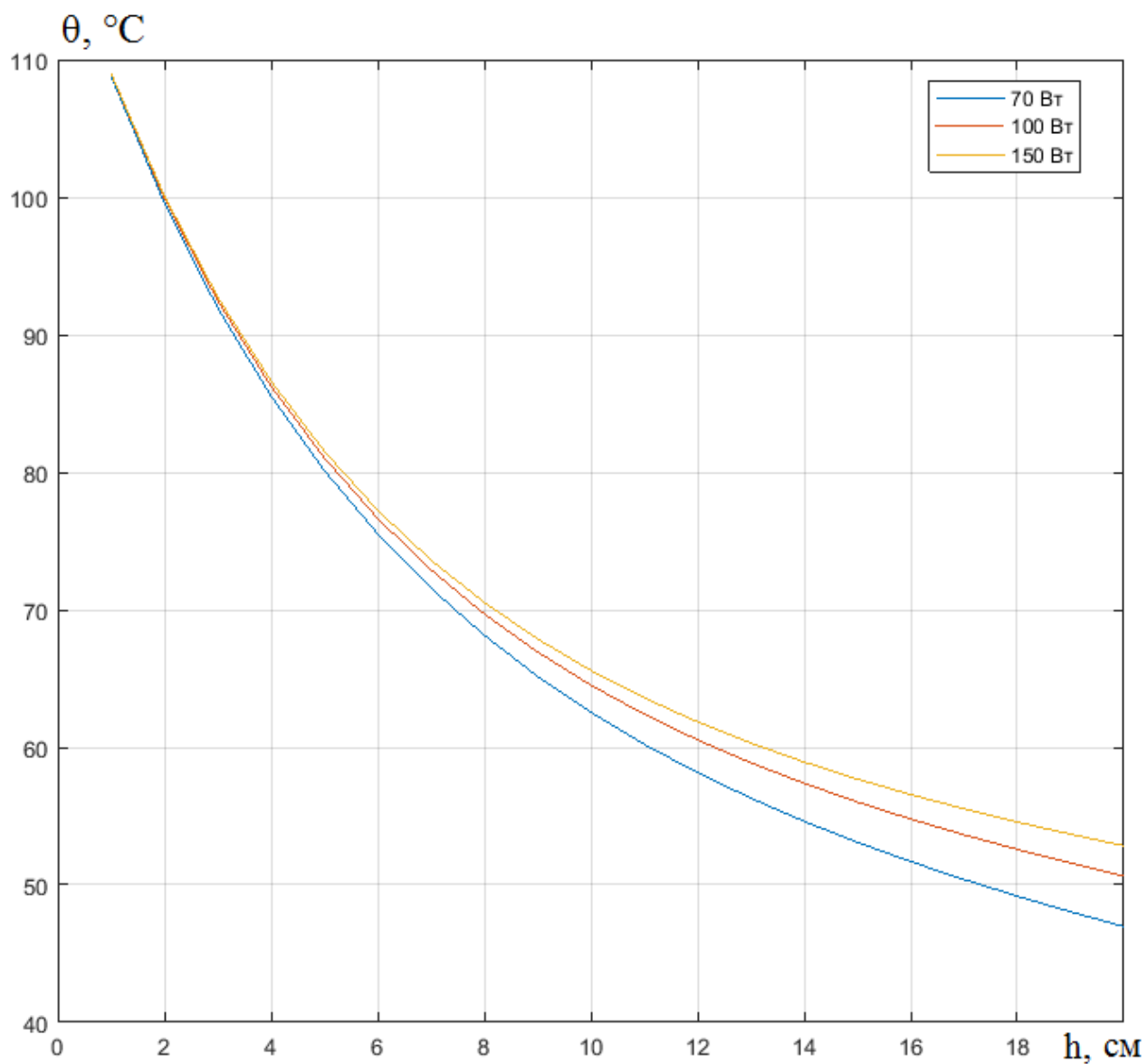


Рис. 2.32. Температурні поля стінки дефлегматора АХА в сталому (стаціонарному) режимі при температурі повітря навколишнього середовища 32 °С і різних значеннях теплового навантаження в генераторі-термосифоні

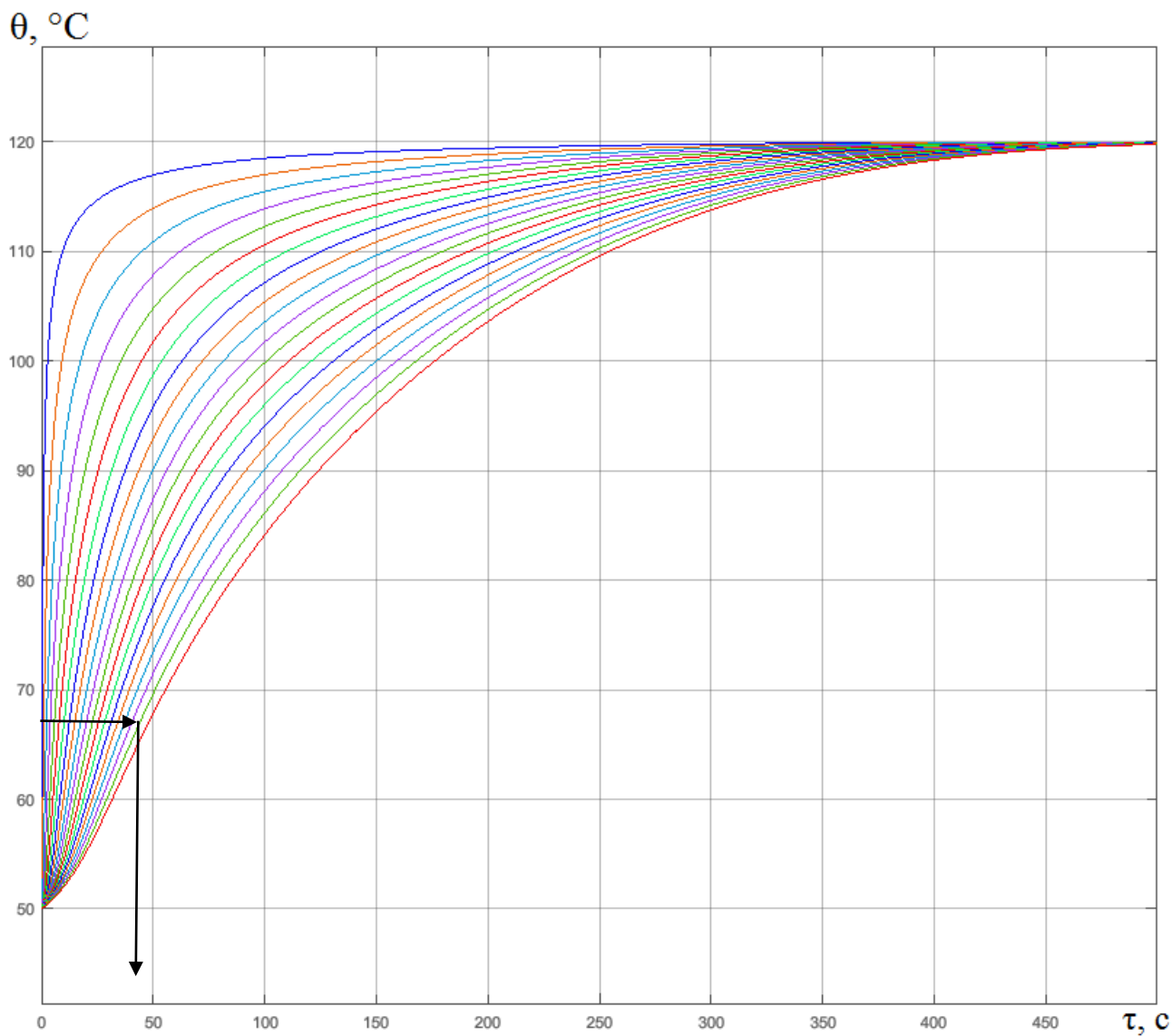


Рис. 2.33. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

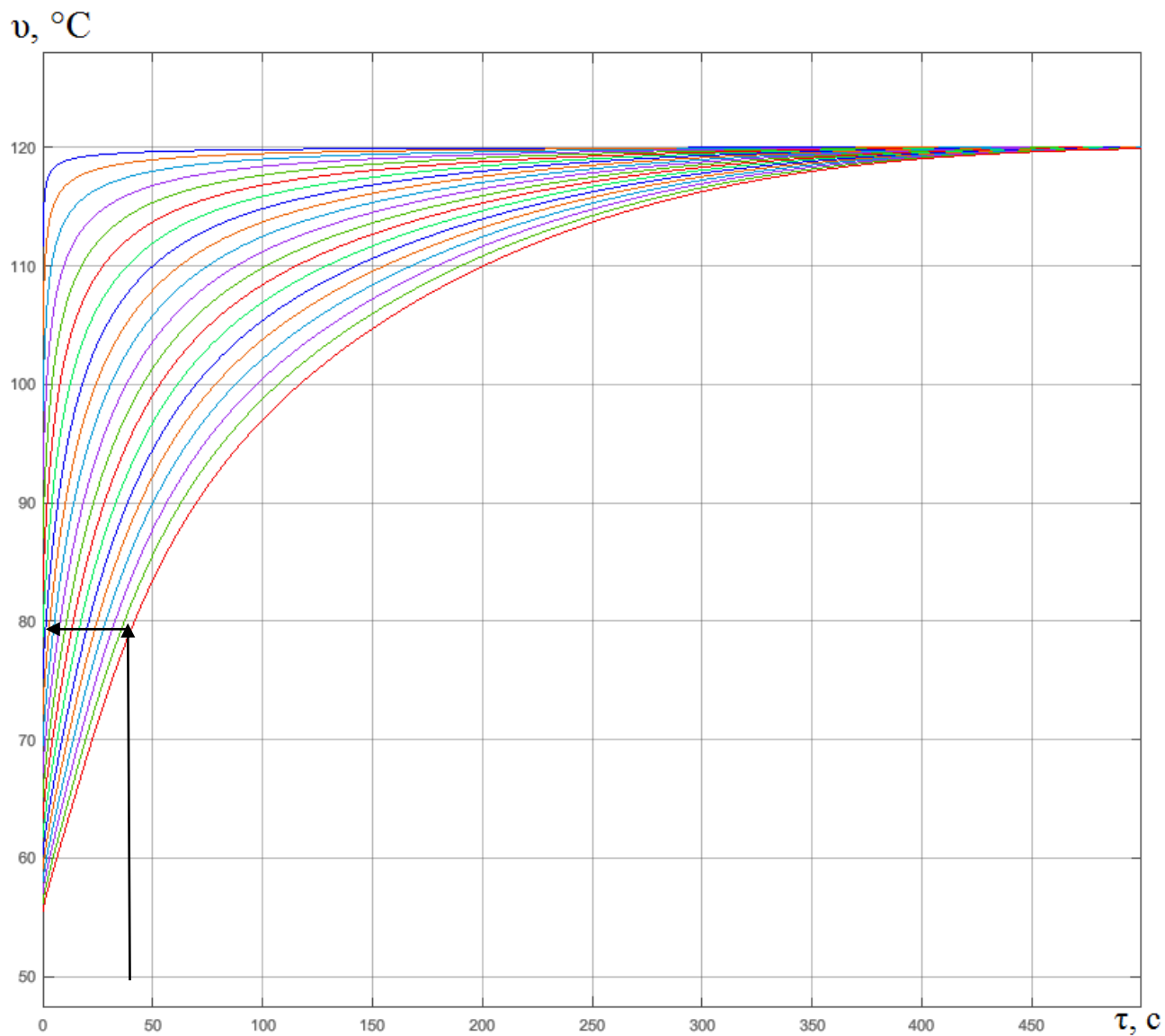


Рис. 2.34. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 $^\circ\text{C}$; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

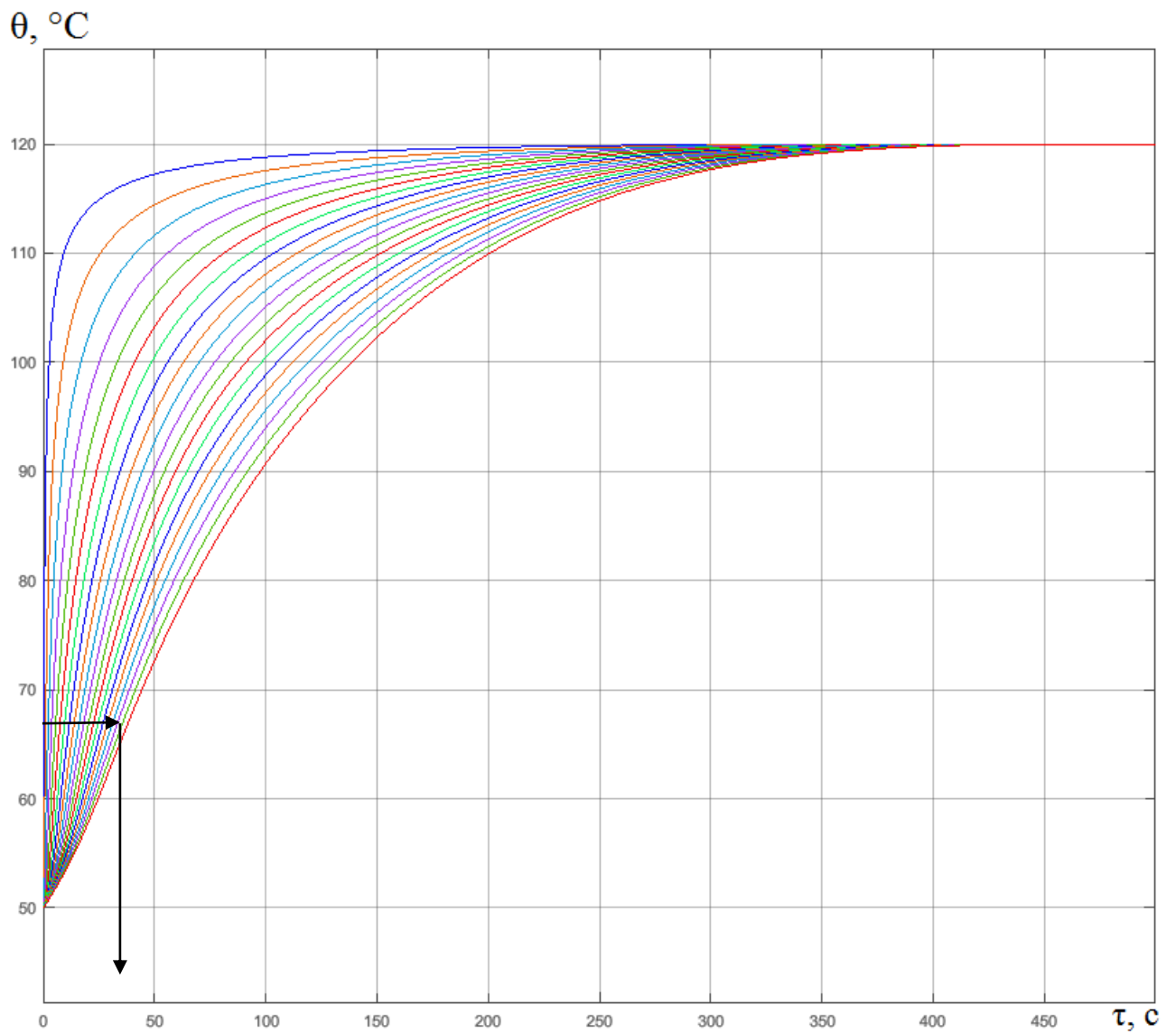


Рис. 2.35. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

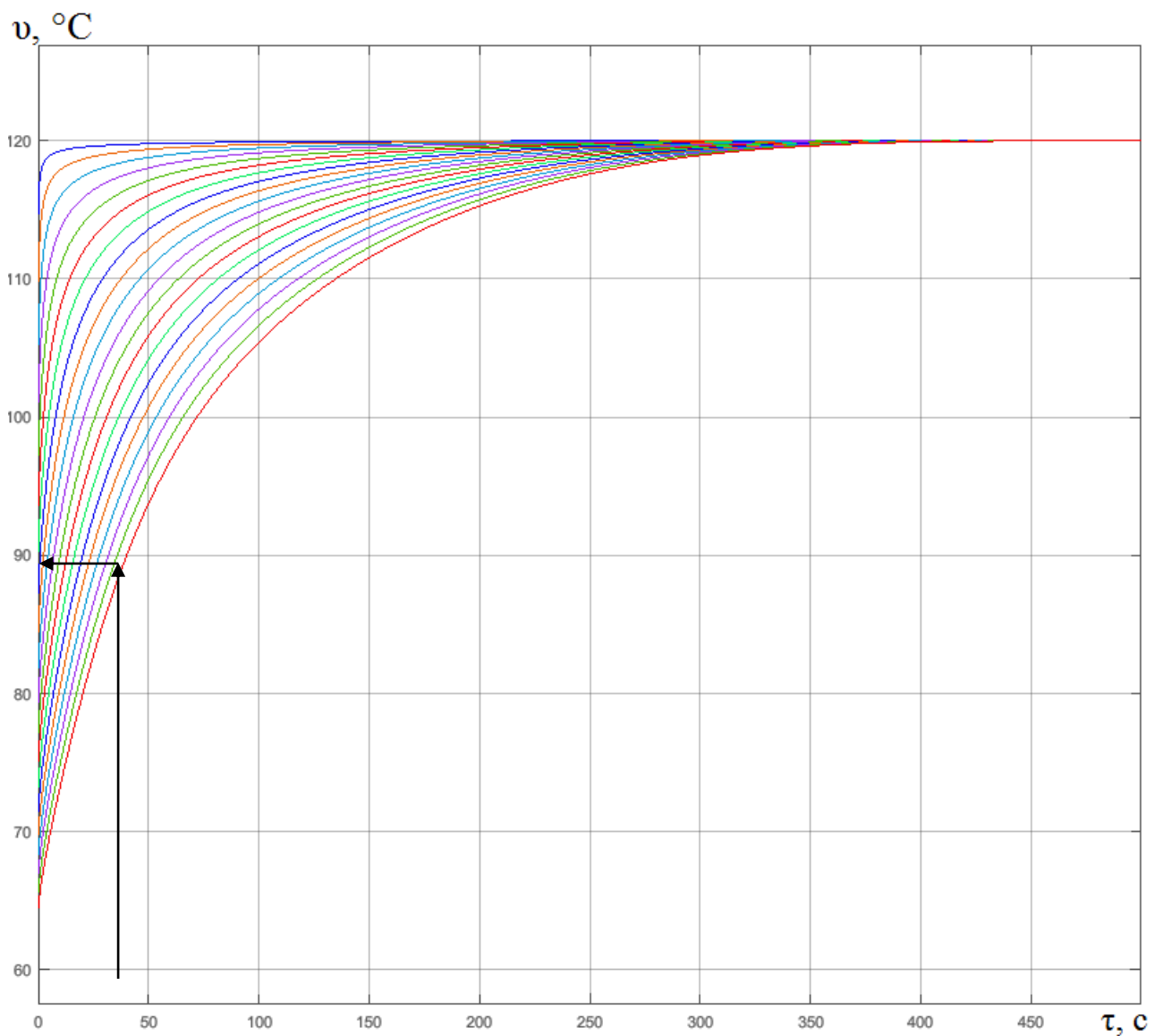


Рис. 2.36. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 $^\circ\text{C}$; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

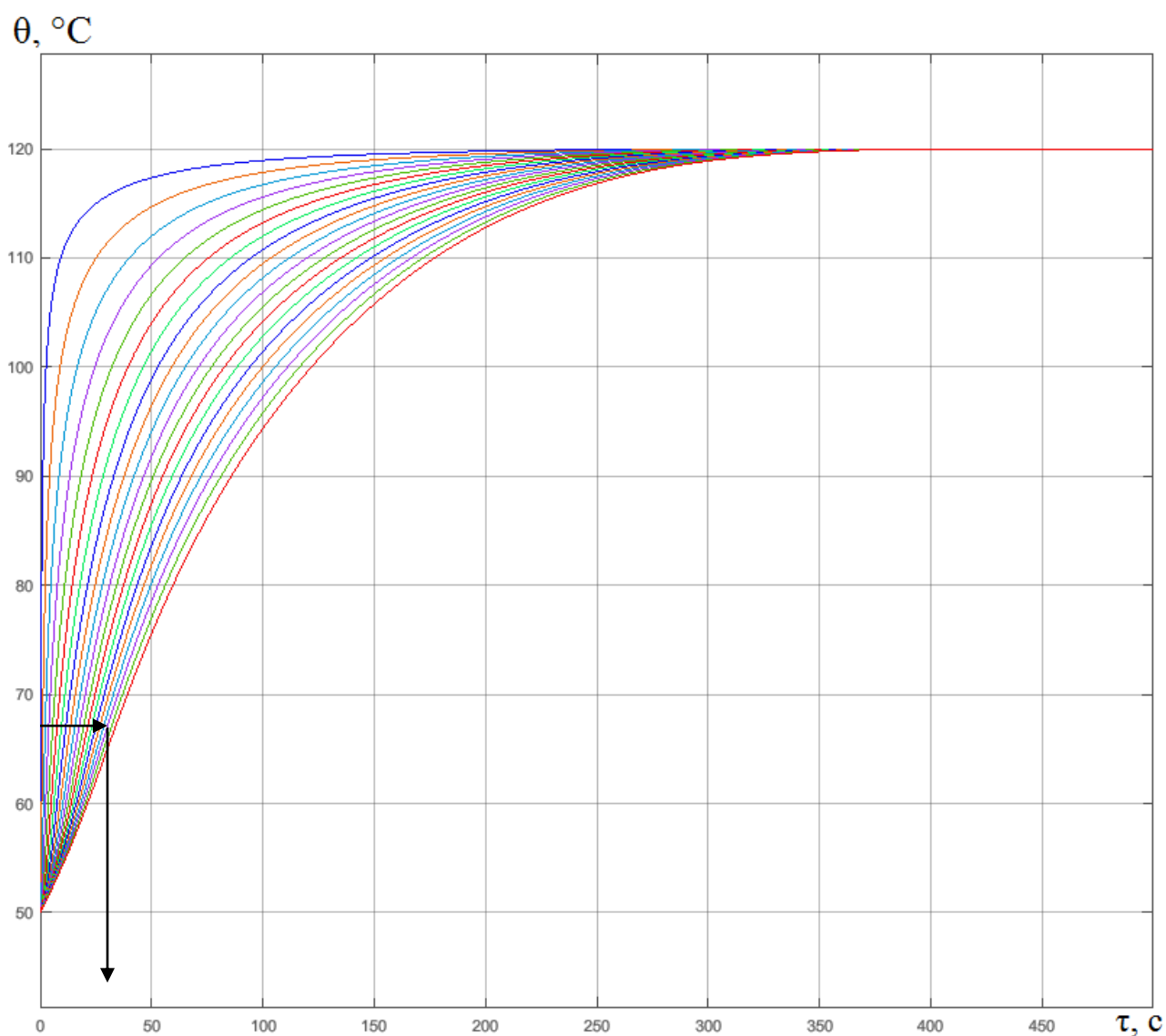


Рис. 2.37. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

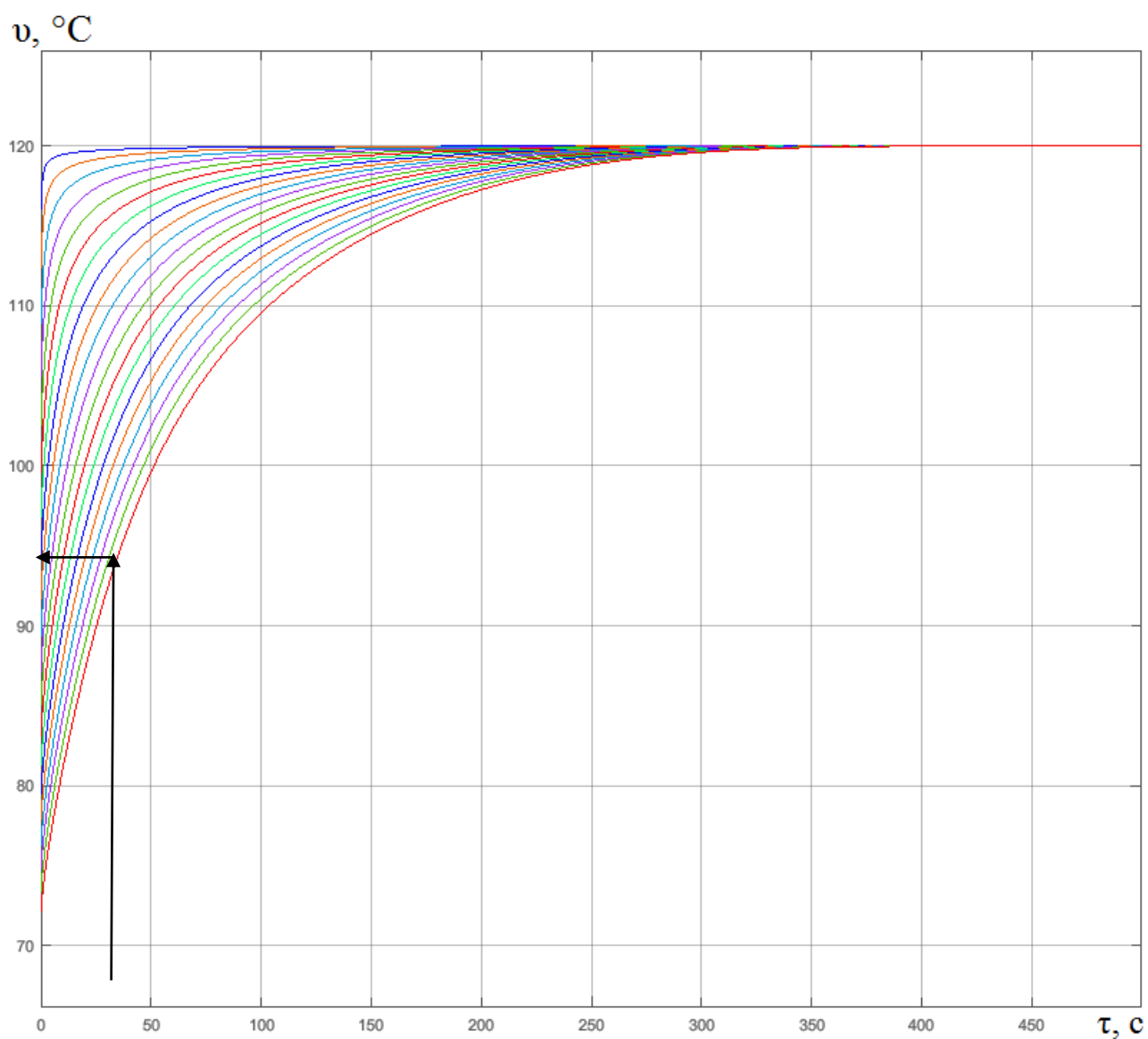


Рис. 2.38. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 10 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

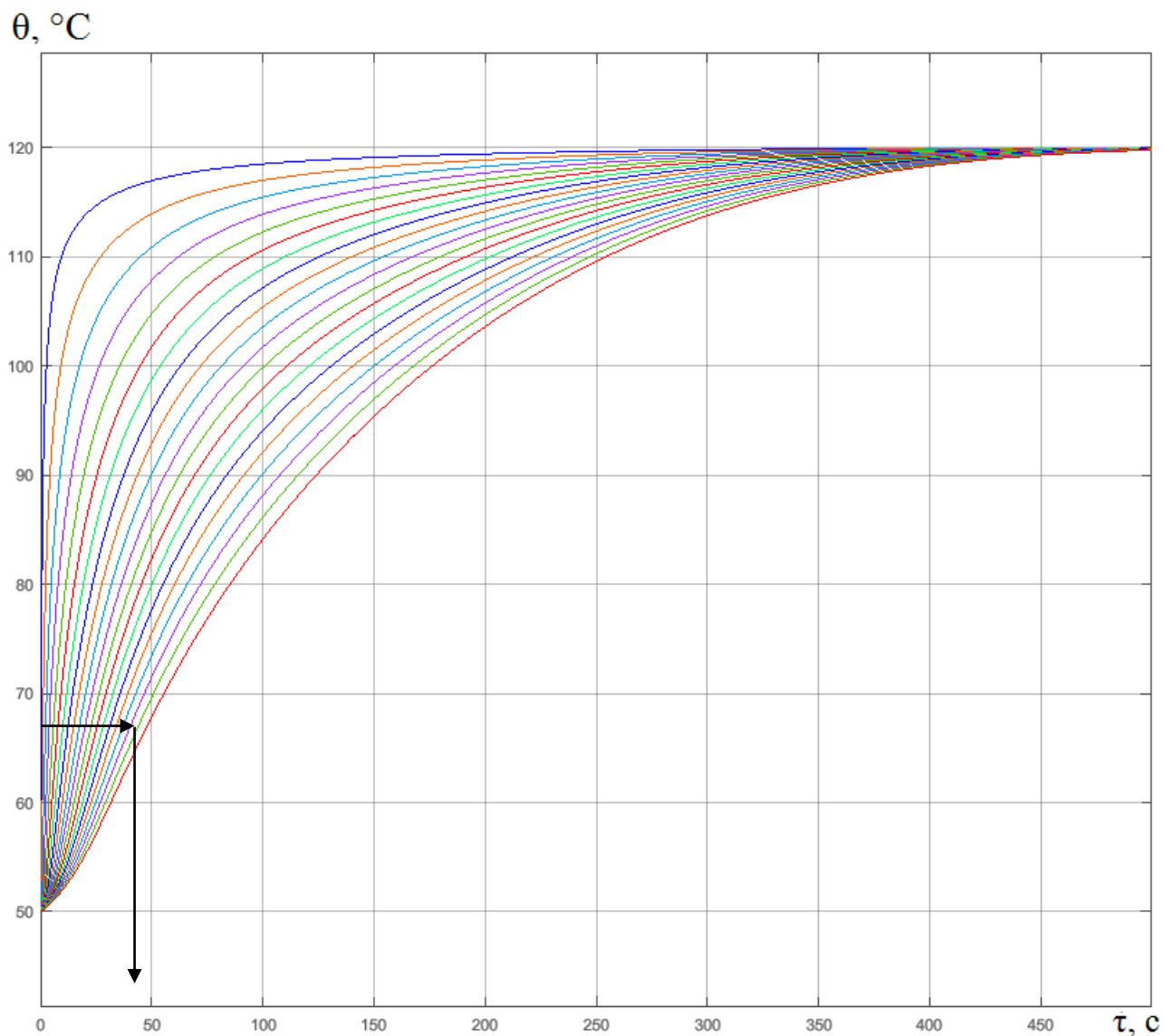


Рис. 2.39. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

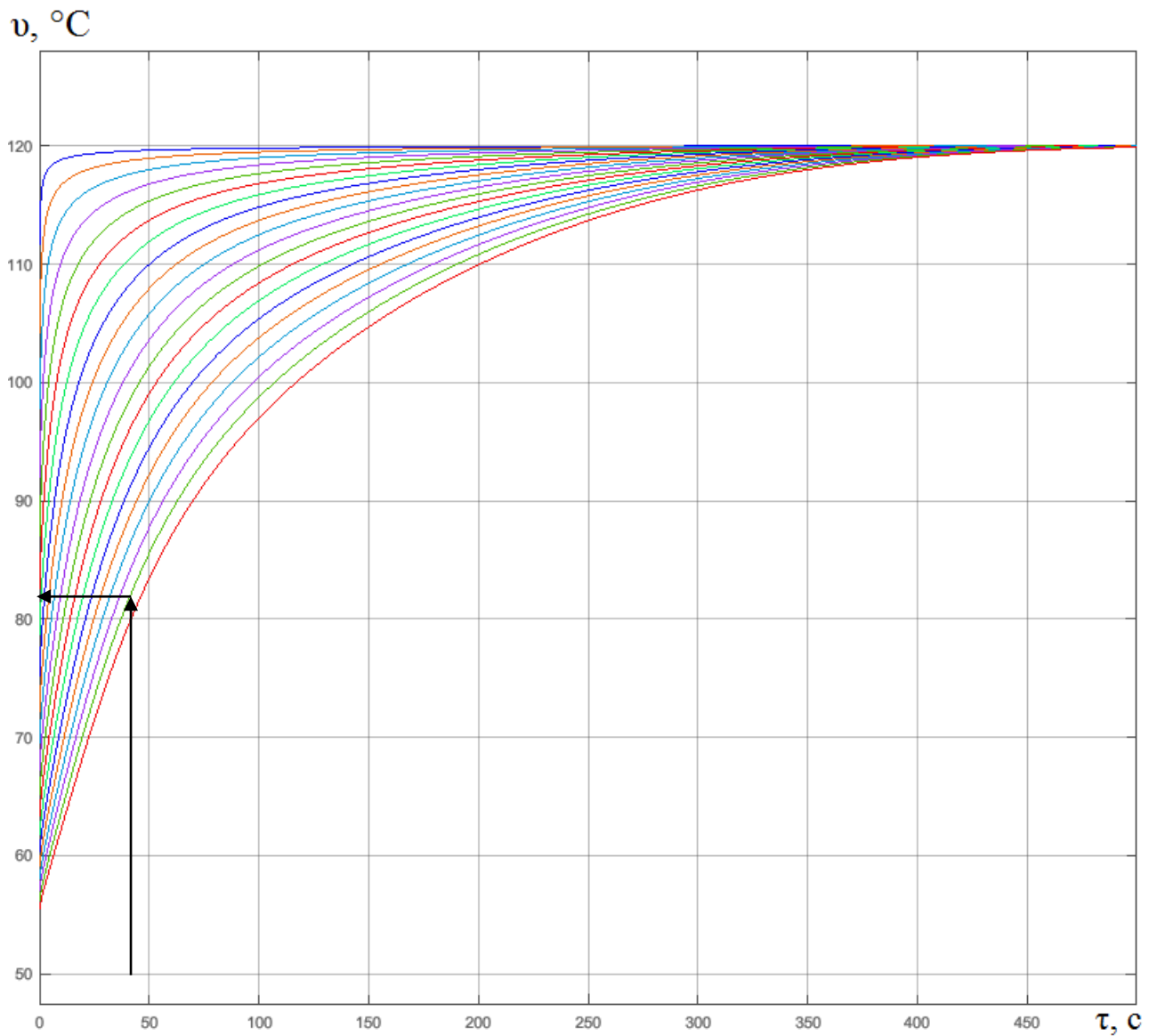


Рис. 2.40. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 70 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

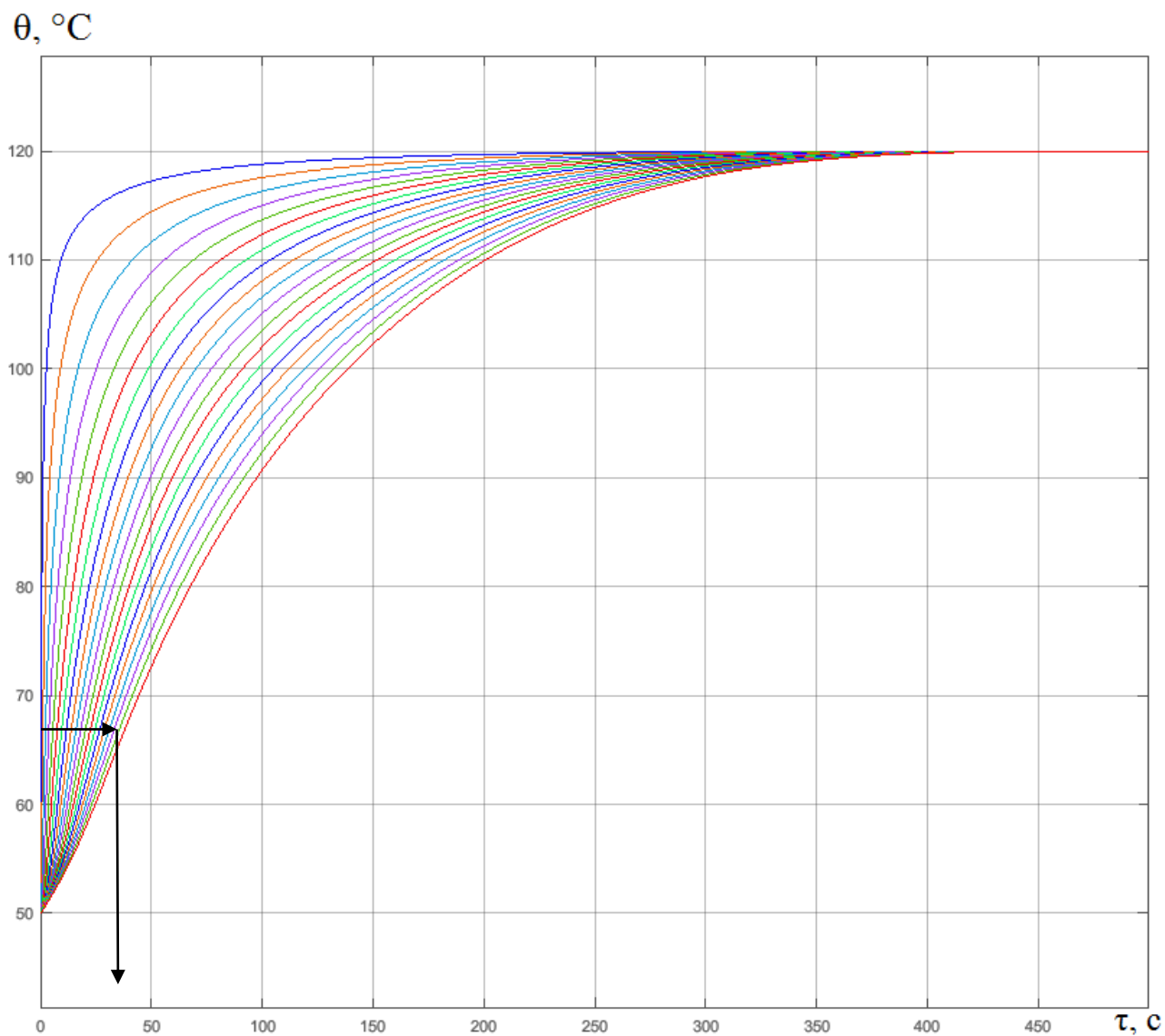


Рис. 2.41. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

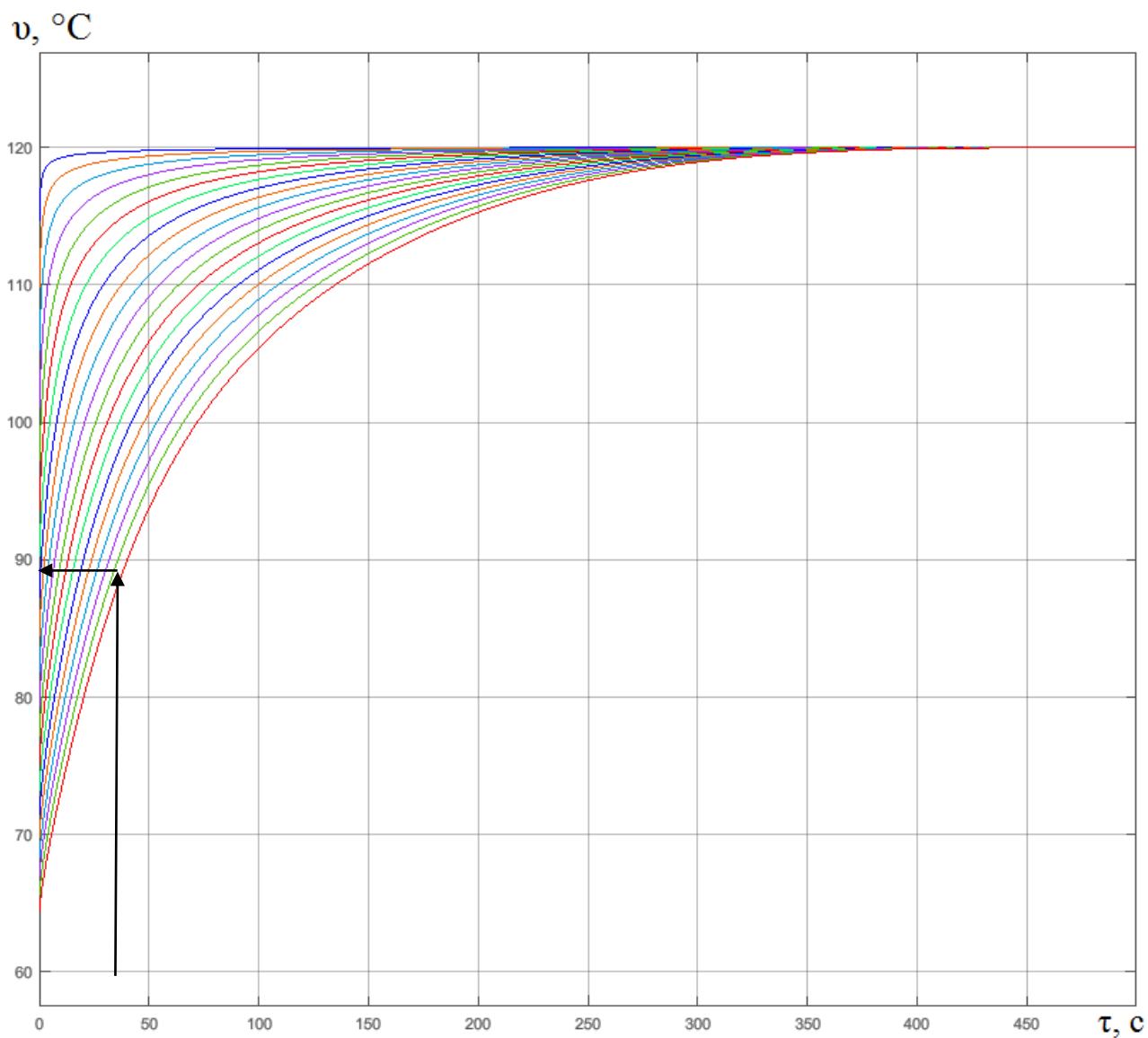


Рис. 2.42. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 100 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

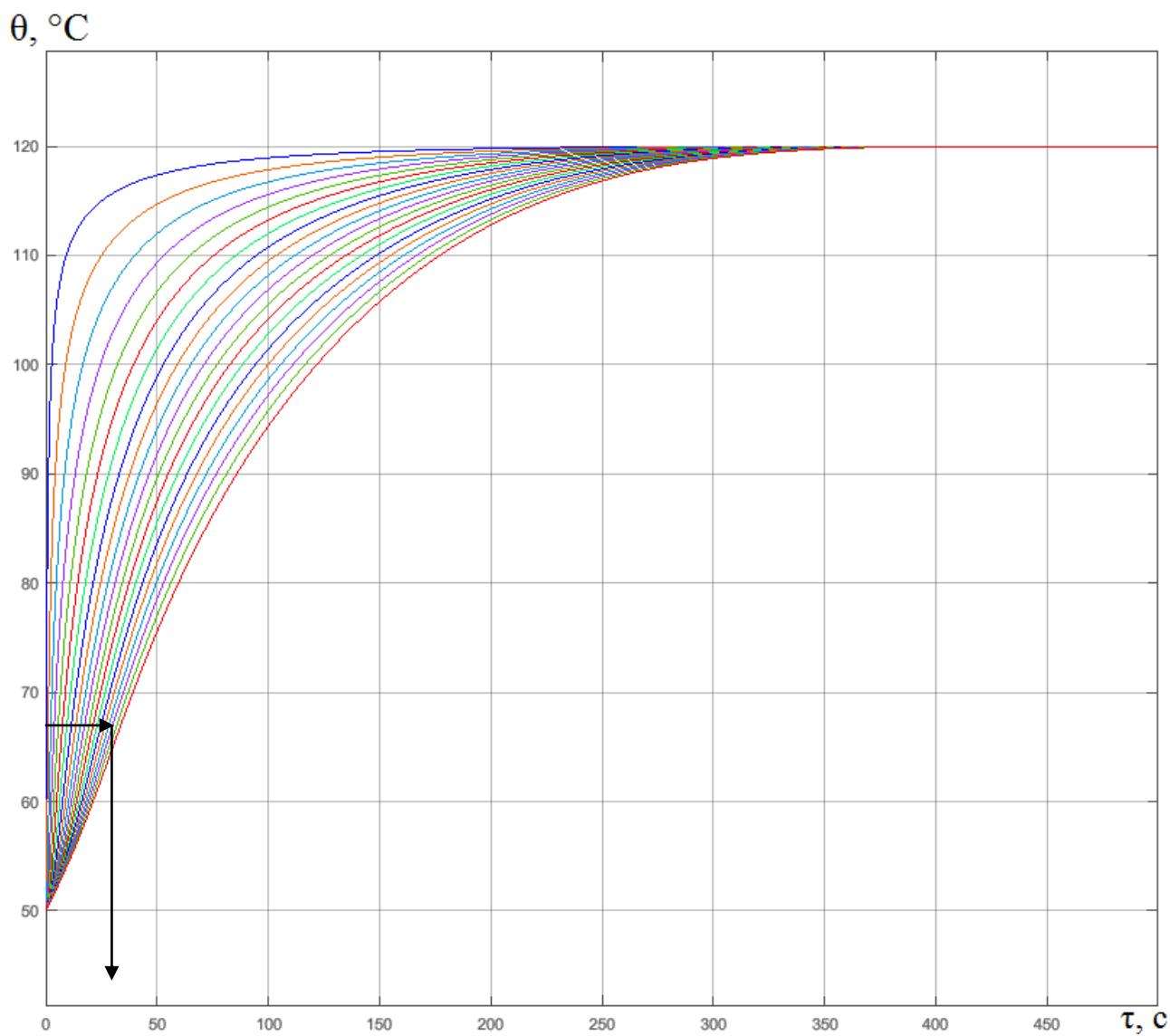


Рис. 2.43. Температурні поля стінки дефлегматора АХА при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 °С; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

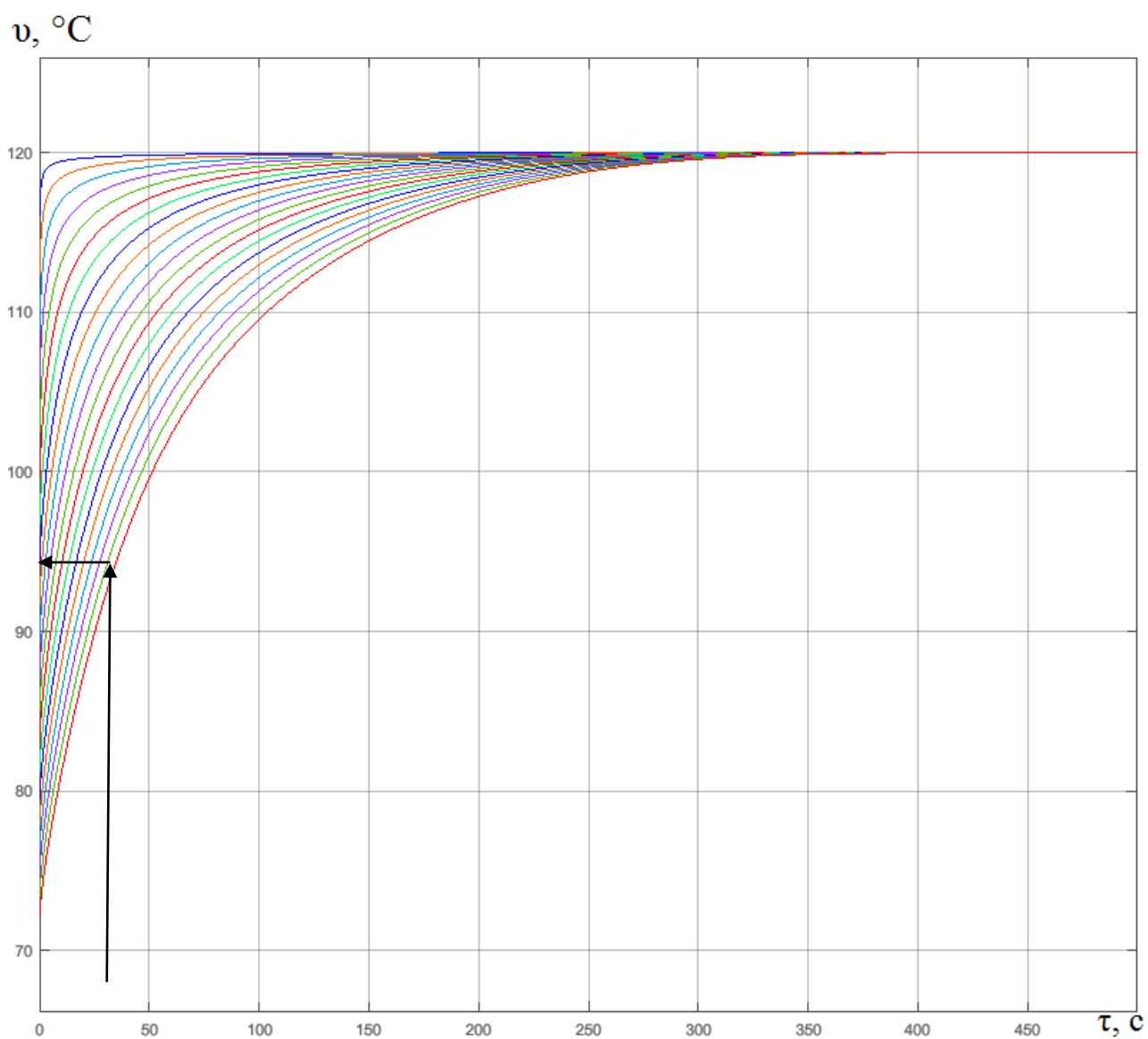


Рис. 2.44. Температурні поля потоку ВАС при виході на режим з неробочого стану (позиційне регулювання): теплове навантаження в генераторі-термосифоні АХА – 150 Вт; температура повітря навколишнього середовища – 25 $^\circ\text{C}$; адіабатна теплоізоляція дефлегматора

Таблиця 2.1.

Розрахункова різниця температур між потоком ВАС і стінкою дефлегматора АХА при різних температурах зовнішнього повітря і теплового навантаження в генераторі-термосифоні

Дефлегматор без теплоізоляції				
Теплове навантаження генератора-термосифона АХА, Вт	Температура повітря навколишнього середовища, °С			
	10	17	25	32
70	19	18	15	16
100	29	28	28	24
150	36	34	32	29
Дефлегматор з теплоізоляційним покриттям				
Теплове навантаження генератора-термосифона АХА, Вт	Температура повітря навколишнього середовища, °С			
	10	-	25	-
70	13	-	16	-
100	23	-	23	-
150	28	-	28	-

При збільшенні теплового навантаження починається запуск АХА (при 100 і 150 Вт). При 100 Вт температура на виході дефлегматора – 64 °С. При тиску в системі 2,0 МПа масова концентрація парової ВАС 0,997, тобто рухається практично чистий аміак. При 150 Вт температура на виході дефлегматора 73 °С, а масова концентрація – 0,994.

Починаючи з температури повітря навколишнього середовища 17 °С, навіть і при мінімальному навантаженні, в конденсатор проходить практично чиста пара аміаку. При цьому на половині довжини дефлегматора (у верхній частині) знаходиться потік ВАС з масовою концентрацією 0,990.

При 25 °С і тепловому навантаженні 150 Вт паровий фронт просувається до кінця дефлегматора і реалізується штатний режим очищення ВАС.

Такий же ефект має місце і при 70 Вт, але вже при температурі повітря навколишнього середовища 32 °С.

В адіабатних умовах прохід потоку ВАС при 10 °С має місце вже при мінімальному тепловому навантаженні 70 Вт (рис. 2.34). Цей момент можна визначити по температурі стінки дефлегматора, по ряду випробувань [11, 106], що дорівнює 65 °С. Ця температура відповідає мінімальній температурі в холодильній камері й температурі в кінці кипіння ВАР, не вище 170 °С. Обмеження по температурах кипіння пов'язано з експоненціальним збільшенням інтенсивності корозійних процесів в зоні теплопідводу генератора-термосифона [46, 69, 17, 128].

При 100 Вт в кінці дефлегматора спостерігається температура 88 °С, що відповідає масовій концентрації аміаку в потоці ВАС 0,985 (рис. 2.36), а при 150 Вт, відповідно, параметри потоку 93 °С і 0,970 (рис. 2.38) [86].

При 25 °С й 70 Вт температура потоку на виході 81 °С (рис. 2.40), а масова концентрація аміаку в потоці ВАС 0,996, при 100 Вт й 150 Вт це, відповідно, 88 °С, 0,985 (рис. 2.42) та 93 °С, 0,977 (рис. 2.44).

Ці розрахункові результати отримані вперше і вимагають експериментальної перевірки.

2.2. Моделювання режимів теплообміну в генераторі-термосифоні

Вважається, що всі теплові потоки по нормалі до неізолюваної стінці товщиною δ гасяться всередині укладеного об'єму рідини (розчину).

На неізолюваній стінці по всій висоті H встановлено теплове джерело змінної потужності $q_0(\tau)$, де τ – змінна за часом, $q_0(\tau)$ – заданий закон нагріву за часом (рис. 2.45).

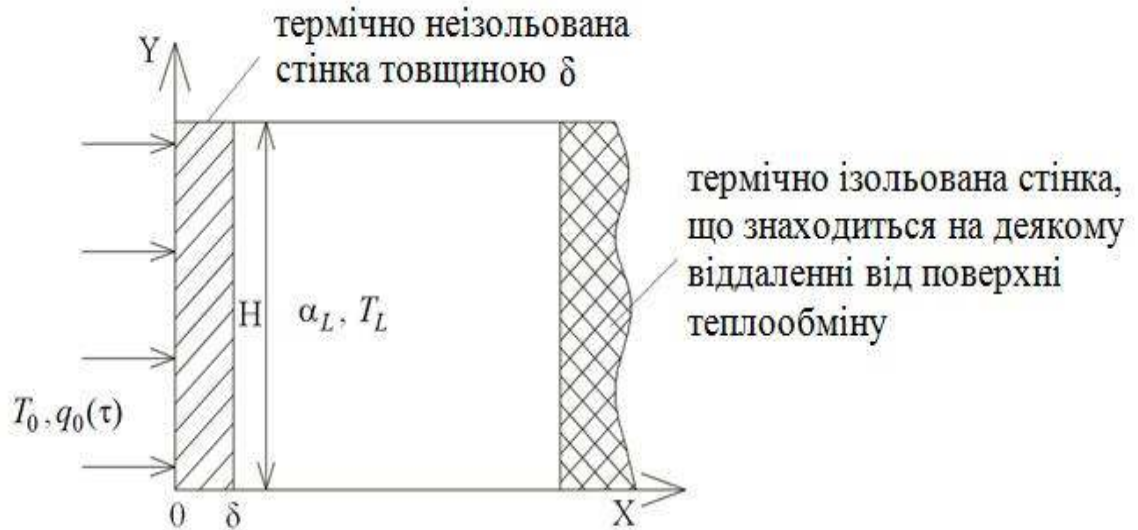


Рис. 2.45. Схема процесу теплопередачі в генераторі-термосифоні АХА

Об'єм, укладений між неізовльованою й ізовльованою стінками, заповнений бінарним розчином з відомою масовою часткою компонентів розчину і розчинника.

В деякий момент часу τ зовнішнє теплове джерело надає дію по всій висоті H неізовльованої стінки товщиною δ , що зорієнтоване по нормалі всередину стінки.

Наведена взаємодія задовольняє закону Фур'є і описується рівнянням теплопровідності в системі координат (OXY) [48]:

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = a^2 \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial Y^2} \right), \quad (2.28)$$

де $0 \leq X \leq \delta$, $0 \leq Y \leq H$, $T_w = T_w(X, Y, \tau)$,

w – індекс, відноситься до стінки.

На підставі вищевикладених припущень сформулюємо крайову задачу:

а) рівномірну дію теплового джерела по всій довжині неізовльованої стінки (закон Фур'є):

$$q_0(\tau) = \lambda \left. \frac{\partial T_w}{\partial X} \right|_{X=0}; \quad (2.29)$$

б) в початковий момент часу температура стінки і температура розчину дорівнюють температурі навколишнього середовища:

$$T_w|_{\tau=0} = T_0 = \text{const}; \quad (2.30)$$

в) гранична умова третього роду у вигляді вимушеного теплообміну між неізолюваною стінкою і укладеним об'ємом розчину за законом природної конвекції:

$$\lambda_w \left. \frac{\partial T_w}{\partial X} \right|_{X=\delta} + \alpha_L (T_w|_{X=\delta} - T_L) = 0 \quad (2.31)$$

де α_L – коефіцієнт конвективного теплообміну від стінки до розчину,

T_L – середньозважена температура розчину;

L – водоаміачний розчин.

г) відсутність теплоприпливів з торців стінки:

$$\int_0^H \left. \frac{\partial T_w}{\partial Y} dy \right|_{X=0} = 0 \quad \text{и} \quad \int_0^H \left. \frac{\partial T_w}{\partial Y} dy \right|_{X=\delta} = 0 \quad (2.32)$$

З теорії розвиненого бульбашкового режиму кипіння рідини в обмеженому об'ємі випливає, що при деякій щільності теплового потоку $q_{кр}$, відповідного граничному значенню коефіцієнта теплообміну α_L , спостерігається найбільш інтенсивний і стійкий режим кипіння. Знаходження даного режиму кипіння і буде відповідати максимальній ефективності теплообміну при заданому законі впливу теплового джерела.

Таким чином, для реалізації заданого режиму має виконуватися така умова існування екстремуму функції:

$$\left. \frac{d\alpha_L}{dq} \right|_{q=q_{кр}} = 0. \quad (2.33)$$

2.3. Висновки по розділу 2

1. Підвищити енергетичну ефективність АХП, в частині зниження втрат при транспортуванні пари аміаку в випарник, можна досить простим способом

– встановити теплову ізоляцію на підйомній ділянці дефлегматора, проте необхідно враховувати особливості роботи АХП в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища – від 10 до 32 °С. Так, розрахунки показали доцільність встановлення теплової ізоляції тільки при низькій температурі навколишнього середовища в діапазоні теплових навантажень генератора-термосифона 70...150 Вт.

2. Моделювання теплових режимів дефлегматора, що враховує внутрішній теплообмін і аксіальне дифузійне перемішування, показали наявність значної різниці температур між потоком ВАС і стінкою дефлегматора у всіх режимах експлуатації.

Цей момент раніше розробниками побутової абсорбційної холодильної техніки не відзначався, однак його треба враховувати при регулюванні теплового навантаження в генераторі-термосифоні, коли датчик температури закріплено в характерній точці дефлегматора [96-102].

3. Отримані результати моделювання слід перевірити в експериментальних дослідженнях і провести, як мінімум, якісну оцінку. При цьому вивчити особливості запуску при позиційному режимі регулювання й режимі «форсажного теплового навантаження» генератора-термосифона в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища.

4. З урахуванням ряду припущень, вперше була сформульована крайова задача для процесу теплообміну в зоні підведення тепла до генератора-термосифона, що дозволяє зробити висновок про наявність енергоощадного режиму кипіння ВАР.

5. Розроблена методика розрахунку теплових режимів дефлегматора, що враховує процеси аксіальної дифузії і внутрішнього теплообміну між потоком і стінкою, може бути використана і в системах очищення як парових, так і парогазових сумішей, наприклад в криогенній техніці при розділенні повітря на компоненти.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ І ГЕНЕРАТОРНИХ

ВУЗЛІВ У ЇХ СКЛАДІ

3.1. Цілі та завдання досліджень

Експериментальні дослідження в даній роботі, по-перше, призначені для визначення ступеня достовірності розроблених вище методик моделювання теплових режимів дефлегматора в складі генераторного вузла АХА, в тому числі і прийнятих припущень.

По-друге, для розробки енергозберігаючих способів управління АХП необхідна інформація про особливості експлуатації всіх елементів конструкції, як в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища, так і в пускових і перехідних режимах.

Це є два головних завдання справжніх експериментальних досліджень.

Для вирішення поставлених завдань необхідно визначити температури в характерних точках АХА і камері холодильного приладу згідно з нормативними вимогами [22], при різних значеннях теплового навантаження в генераторі АХА і температурах навколишнього середовища в стаціонарних, пускових і перехідних режимах.

Провести експериментальні дослідження теплових режимів АХП слід при різних умовах теплообміну на підйомній ділянці дефлегматора.

Такими є завдання експериментальних досліджень.

3.2. Об'єкт експериментальних досліджень

Як об'єкт експериментальних досліджень використовували побутові АХП виробництва ВЗХ, які були розроблені спільно з фахівцями ОНАХТ і захищені національними охоронними документами [1, 7].

Об'єкт являє собою однокамерний холодильник з низькотемпературним відділенням (НТВ) марки «Київ-410 АШ-160» (рис.3.1). На відміну від більшості моделей абсорбційних холодильників, такий АХП має НТВ у вигляді алюмінієвого короба, а випарник абсорбційного холодильного агрегату розташований в гідротеплоізованому коробі.



Рис. 3.1. Загальний вигляд об'єкта експериментальних досліджень

Характерні особливості та габарити конструкції АХП типу «Київ-410 АШ-160» наведені на рис.3.2. Випарник і елементи його теплового зв'язку з охолоджуваним об'ємом АХП наведені на рис.3.3.

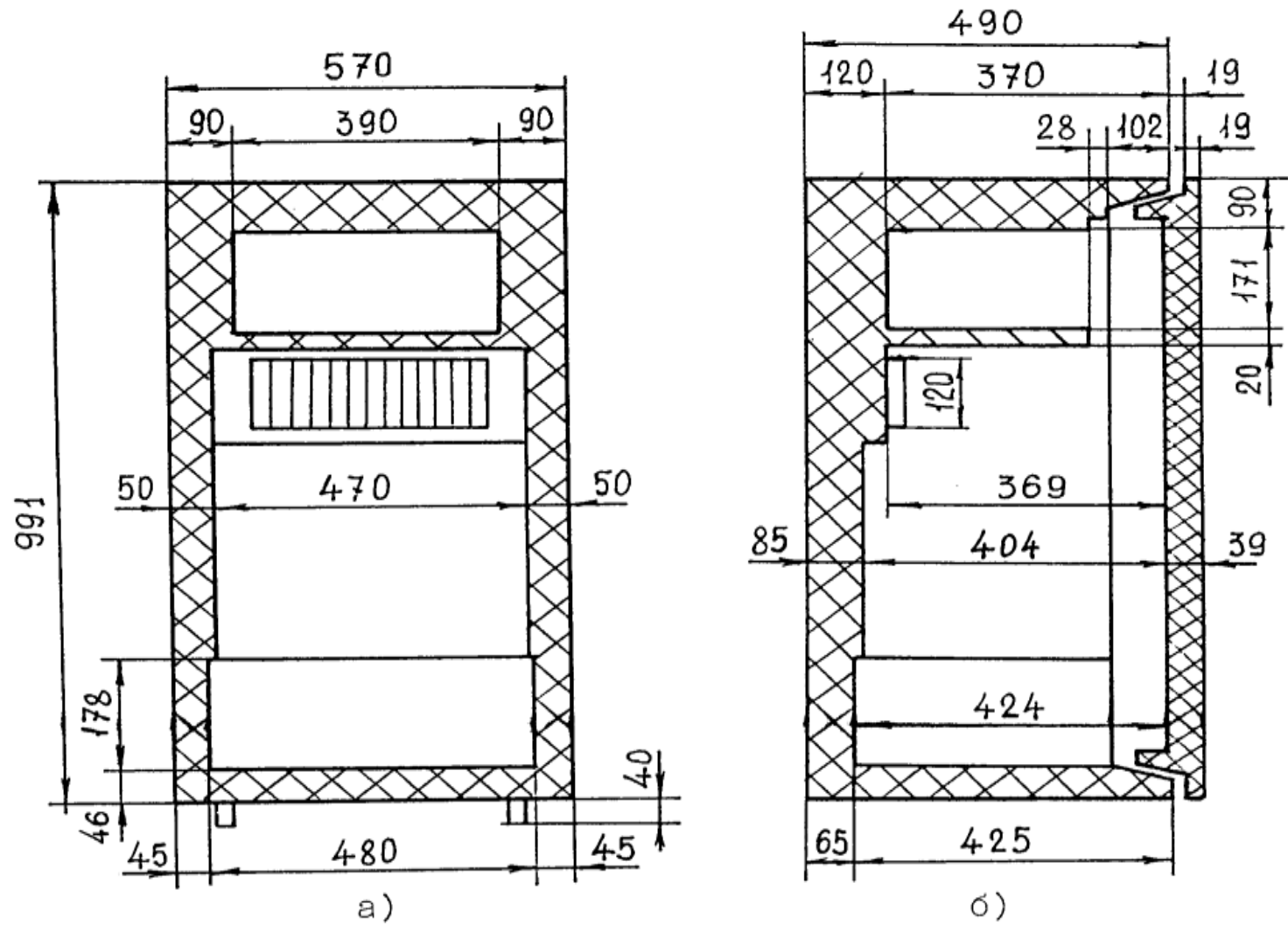
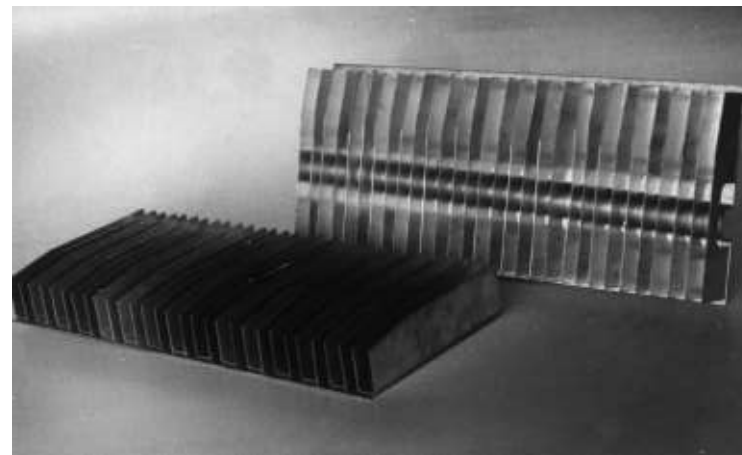


Рис.3.2. Характерні особливості та габарити конструкції АХП типу «Київ-410 АШ-160»:

а) вид спереду; б) вид збоку



а)



б)



в)

Рис.3.3. Випарник і елементи його теплового зв'язку з охолоджуваним об'ємом АХП: а) змієвиковий трьох поточний випарник; б) оребрена панель холодильної камери; в) мідний пористий матеріал

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

Методика проведення експериментальних досліджень розроблена на основі нормативних вимог [22] і досвіду інших дослідників [11, 25, 39, 66, 113].

У процесі експериментальних досліджень подавалося і реєструвалося теплове навантаження до генератора-термосифона АХА в діапазоні значень 60-150 Вт.

В нестаціонарних режимах підведення теплового навантаження в перехідних режимах реєструвалося добове споживання електроенергії.

Дослідження проводили в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 8...11 °С до 31...34 °С.

Для вивчення особливостей експлуатації побутового АХП в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища і перевірки раніше сформульованих положень, на підйомній ділянці дефлегматора додатково встановлювався теплоізоляційний кожух зі скловолокна.

У всіх випадках в процесі проведення експериментальних досліджень реєструвалися температури:

а) елементів АХА в 14 точках (рис.3.4), при цьому основна увага приділялася дефлегматору – на ньому встановили 10 датчиків температури;

б) ребра панелі в ХК (рис.3.2 б) в зоні встановлення типового датчика температури термореле системи позиційного управління АХП «Київ-410 АШ-160»;

в) повітряного обсягу НТВ і ХК відповідно до нормативних вимог [22];

г) повітря навколишнього середовища.

Результати експериментальних досліджень різних режимів роботи АХП представлені у вигляді залежностей температури в характерних точках від теплового навантаження генератора-термосифона і різних температурах повітря навколишнього середовища.

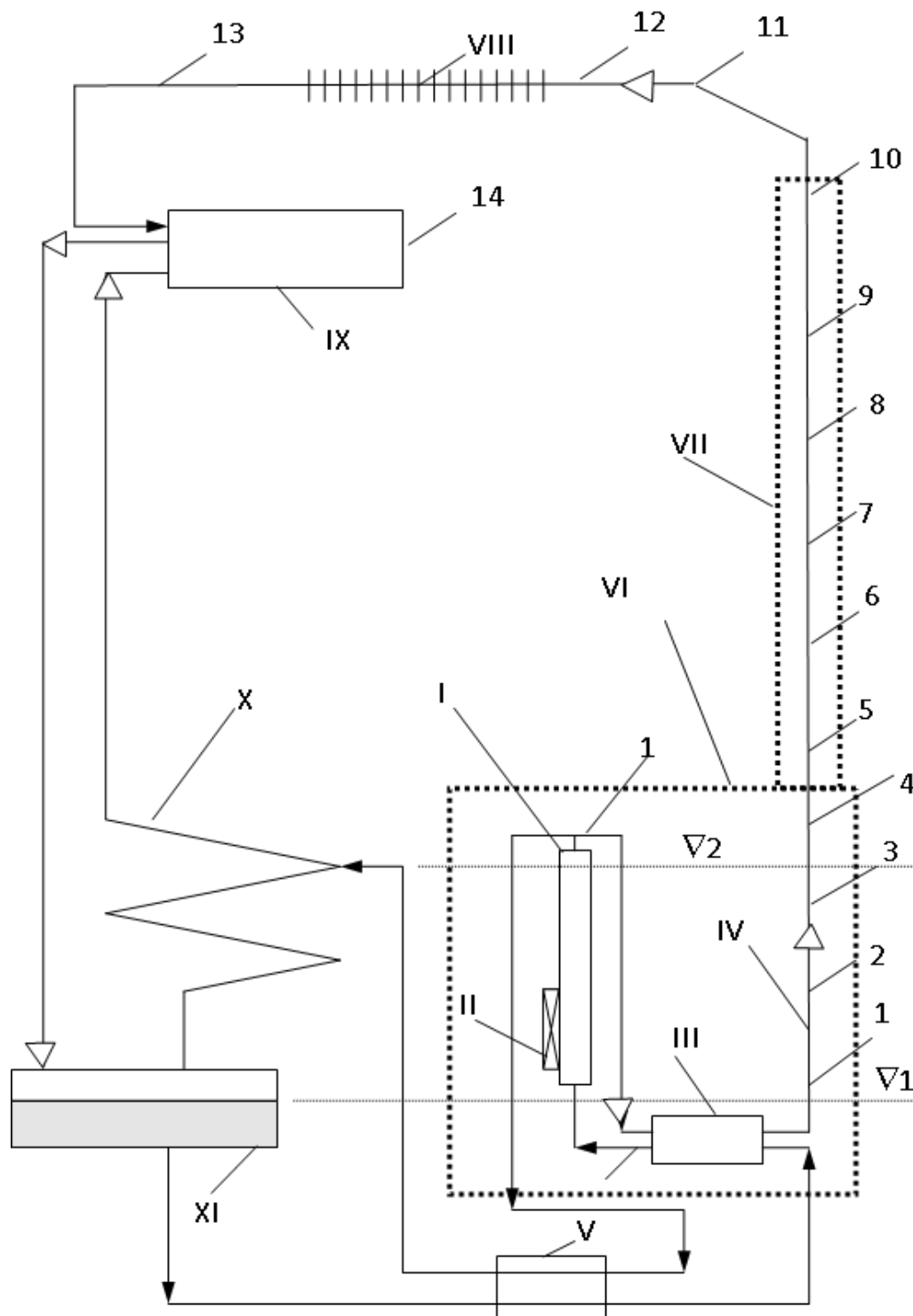


Рис. 3.4. Схема АХА і місць розташування датчиків температури:
 I – генератор-термосифон; II – електричний нагрівач; III – ректифікатор; IV – дефлегматор; V – РТР; VI і VII – теплоізоляційні кожухи генераторного вузла і підйомної частини дефлегматора; VIII – повітряний конденсатор; IX – випарник; X – абсорбер; XI – ресивер рідкого ВАР; $\nabla 1$ і 2∇ – рівень міцного і слабкого ВАР, відповідно; 1–14 – місця установки датчиків температури

3.4. Експериментальна установка

Експериментальна установка (рис. 3.5) включає автоматизовану систему вимірювань, реєстрації та керування типу «Fenix» (рис. 3.6), систему підведення, стабілізації і зміни електричної потужності на джерелі теплового навантаження АХА.

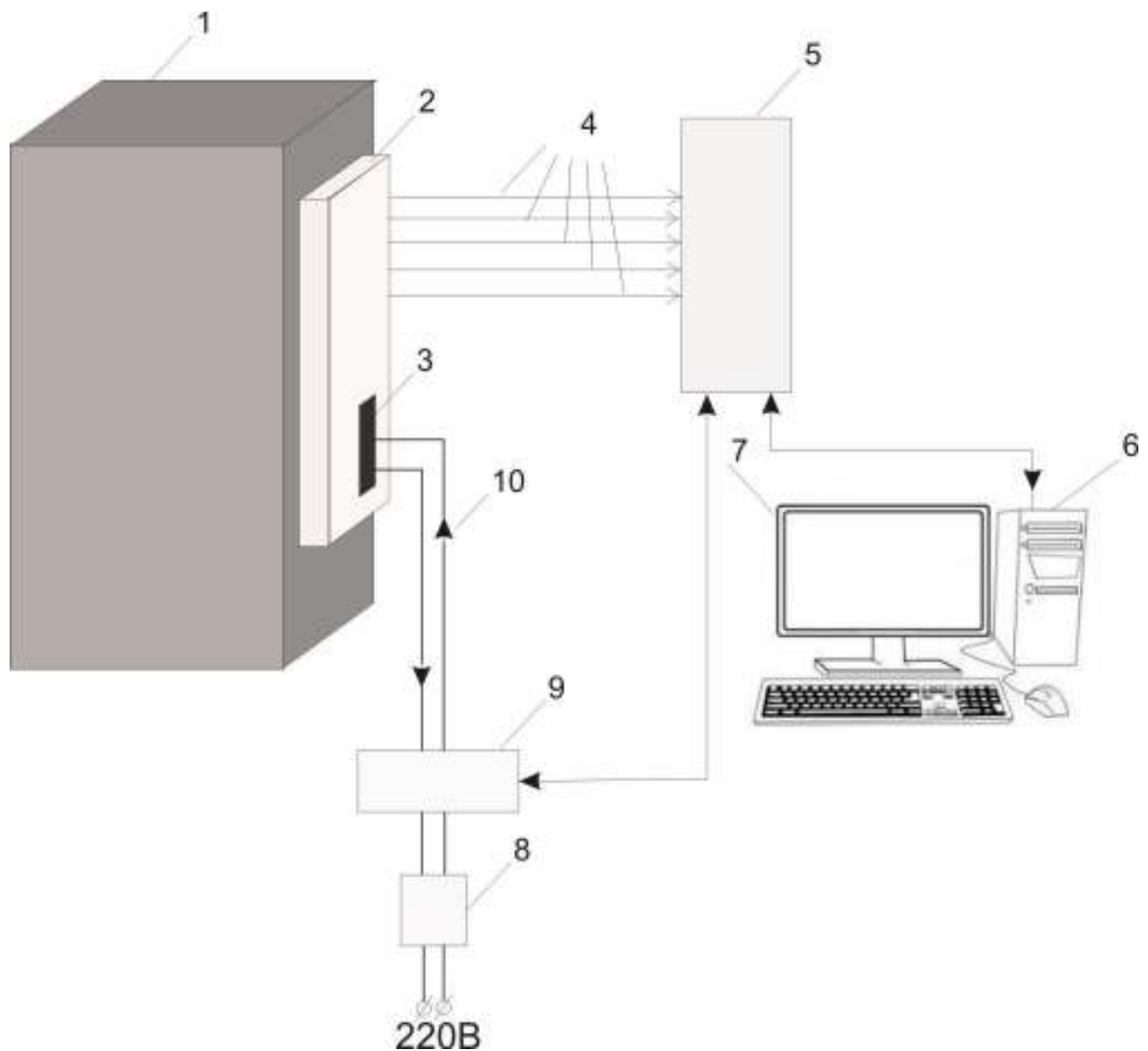


Рис. 3.5. Схема експериментальної установки: 1 – об'єкт дослідження – АХП типу «Київ-410 АШ-160»; 2 – АХА; 3 – джерело теплового навантаження – стандартний ніхромовий електронагрівач; 4 – датчики температур; 5 – автоматизована система вимірювань, реєстрації та керування типу «Fenix»; 6 – ПК; 7 – монітор ПК; 8 – стабілізатор електричної напруги типу «В2-3»; 9 – система підведення і регулювання електричного навантаження в генераторі-термосифоні АХА; 10 – електропроводка



Рис. 3.6. Автоматизована система вимірювань, реєстрації та керування типу «Fenix»

Об'єкт дослідження являє собою теплоізольовану шафу 1 з АХА 2 на задній стінці шафи. Електронагрівач АХА зв'язан з системою підведення і регулювання електричного навантаження в генераторі-термосифоні 9.

Подача електричної потужності в генератор-термосифон здійснюється через стабілізатор напруги типу «В2-3» 8. Реєстрація електричної потужності і енергоспоживання, а також керування подачею теплового навантаження здійснювалися за допомогою автоматизованої системи вимірювань, реєстрації та керування типу «Fenix» 5 [171].

Всі температури в характерних точках об'єкта дослідження вимірювалися згідно з наведеною вище методикою за допомогою терморезисторів Pt1000 4, а

їх комутація здійснювалась через автоматизовану систему вимірювань, реєстрації та управління типу «Fenix» 5.

Стандартне програмне забезпечення системи «Fenix» 5 дозволяє проводити перерахунок значень електричної потужності в часі в стандартну характеристику побутових холодильних приладів – добове енергоспоживання [22], тому спеціальний лічильник електричної потужності не потрібен.

Керування подачею теплового навантаження до генератора-термосифона здійснювалося системою «Fenix» 5 через систему підведення і регулювання електричного навантаження 9 або за заданою програмою випробувань, або в залежності від чисельного значення температур в характерних точках дефлегматора і ребра панелі (рис. 3.3 б) ХК.

Проведена оцінка похибки вимірювання температури, електричної потужності і добового споживання електроенергії показали, що абсолютна похибка вимірювання складає відповідно, не вище $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, не більше $0,5\text{ Вт}$, не більше $0,01\text{ кВт}\cdot\text{год/добу}$.

3.5. Результати експериментальних досліджень і їх аналіз

На першому етапі, відповідно до цілей, було проведено порівняння результатів моделювання теплових режимів дефлегматора і експериментальних даних.

Результати порівняльного аналізу для дефлегматора без теплової ізоляції або традиційного виконання наведені на рис. 3.7 – рис. 3.8.

Їх аналіз показав достатню, для інженерних розрахунків, достовірність. Має місце хороше якісне узгодження. Функціональні залежності укладаються в коридор, що не перевищує $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а, в середньому, різниця складає близько $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Максимальна похибка до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ спостерігається на початковій ділянці, причому розрахункові температури завжди вище реальних.

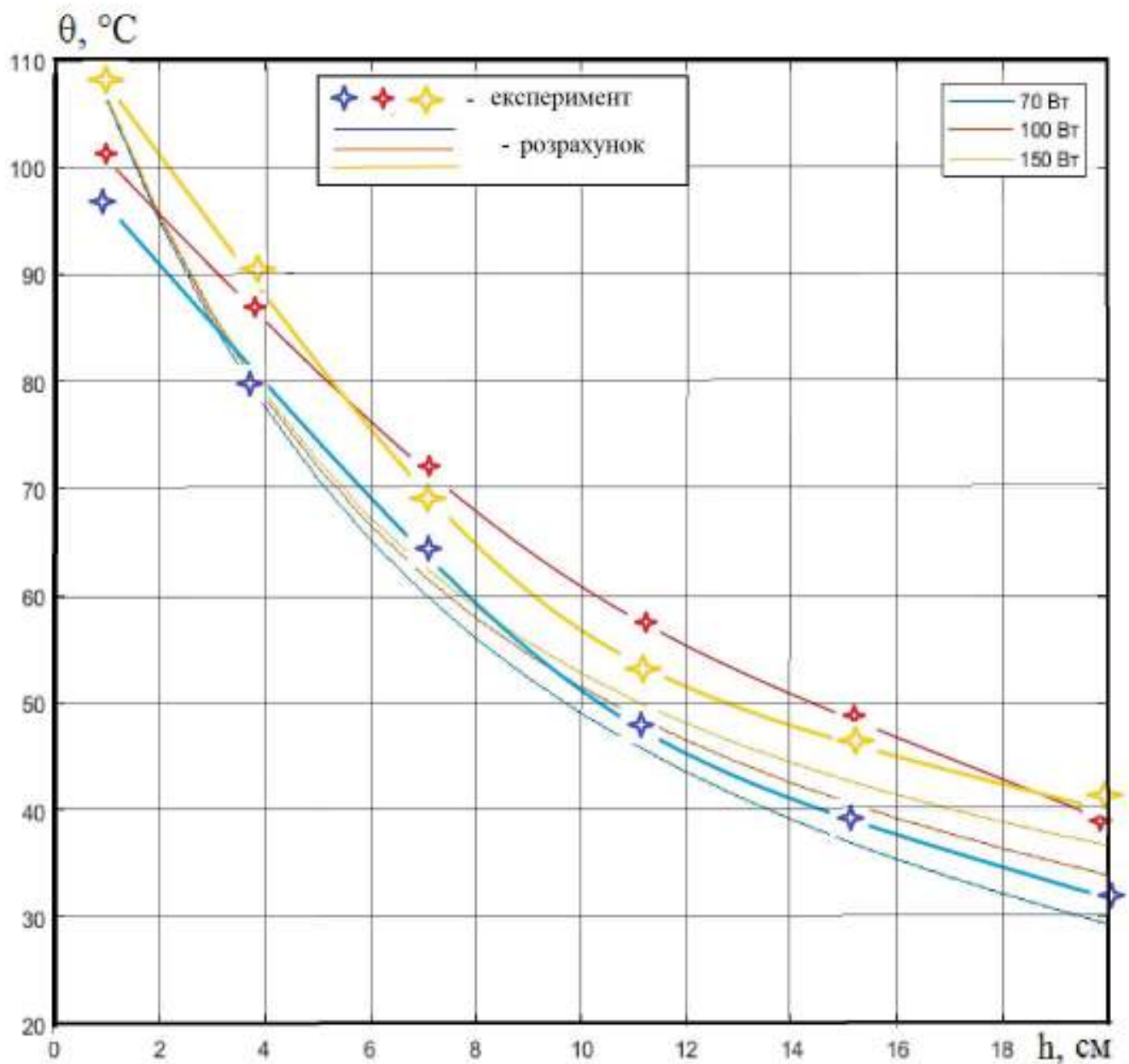


Рис.3.7. Розрахункові і експериментальні значення температур підйомної незакритої теплоізоляцією ділянки дефлегматора при температурі повітря навколишнього середовища $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і при різних значеннях теплового навантаження генератора-термосифона

Як показав аналіз, це пов'язано з неврахованими при моделюванні тепловими втратами від теплообміну з навколишнім середовищем до входу у дефлегматор.

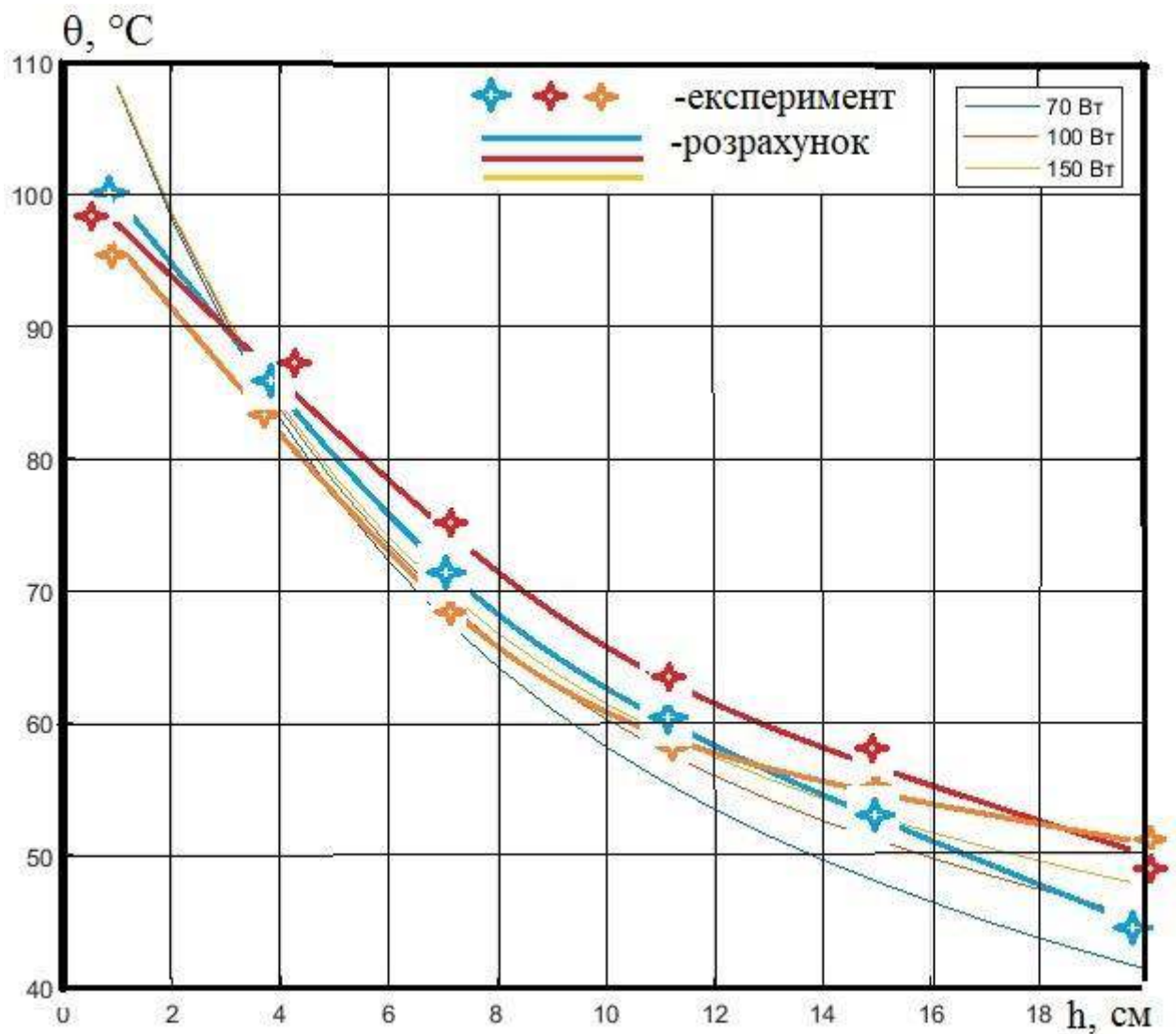


Рис.3.8. Розрахункові і експериментальні значення температур підйомної незаритої теплоізоляцією ділянки дефлегматора при температурі повітря навколишнього середовища 25 °С і при різних значеннях теплового навантаження генератора-термосифона

Наведені на рис. 3.7 – 3.8 результати показують і зростання рівня робочих температур на дефлегматорі при відповідному збільшенні температури зовнішнього повітря: при 10 °С – це 30 ... 40 °С, а при 25 °С – 42...52 °С.

Результати, представлені на рис. 3.7, відповідають на питання про причини неробочого стану АХА при експлуатації в умовах низьких температур повітря навколишнього середовища, в нашому випадку – 10 °С.

Отримані результати підтверджують сформовані уявлення про фізичні процеси [181-183], що проходять в дефлегматорі – максимальне очищення пари ВАС проходить на початковій ділянці з максимальним відведенням тепла в навколишнє середовище. На кінцевій ділянці дефлегматора температура нижче, ніж температура насичення чистого аміаку 49 °С [86], навіть з урахуванням розрахункових перепадів температур між стінкою і потоком ВАС (див. табл. 2.1).

Це говорить про те, що в кінці підйомної ділянки дефлегматора (перед входом у конденсатор) знаходиться фронт інертного газу-водню. Динамічного напору потоку пари ВАС недостатньо, щоб відтіснити фронт в конденсатор і почати процес зрідження аміаку. У цьому режимі, незважаючи на підведення теплової енергії і процесу пароутворення в генераторі-термосифоні АХА, холодильний абсорбційний цикл не запускається.

При 25 °С різниця температур між стінкою і повітрям знижується. Інтенсивність теплообміну падає і, відповідно, втрати від нерозрахованої конденсації пари аміаку на підйомній ділянці знижуються.

Динамічний напір потоку ВАС збільшується і витісняє інертний газ в конденсатор. Пара аміаку скраплюється з відведенням тепла фазового переходу в навколишнє середовище і стікає по похилій трубі конденсатора у випарник, де запускається процес виробництва штучного холоду.

На рис. 3.9 наведені результати експериментальних досліджень температурних полів підйомної «адиабатної» ділянки дефлегматора при різних значеннях температур повітря навколишнього середовища і різних значеннях теплового навантаження генератора-термосифона.

Тут термін «адиабатна» ділянка відноситься до теплової ізоляції зі скловолокна ($\lambda_{\text{ш}} = 0,056 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) з зовнішнім діаметром 80 мм, що встановлена на початковій, незакритій тепловою ізоляцією, підйомній ділянці діаметром 16 мм.

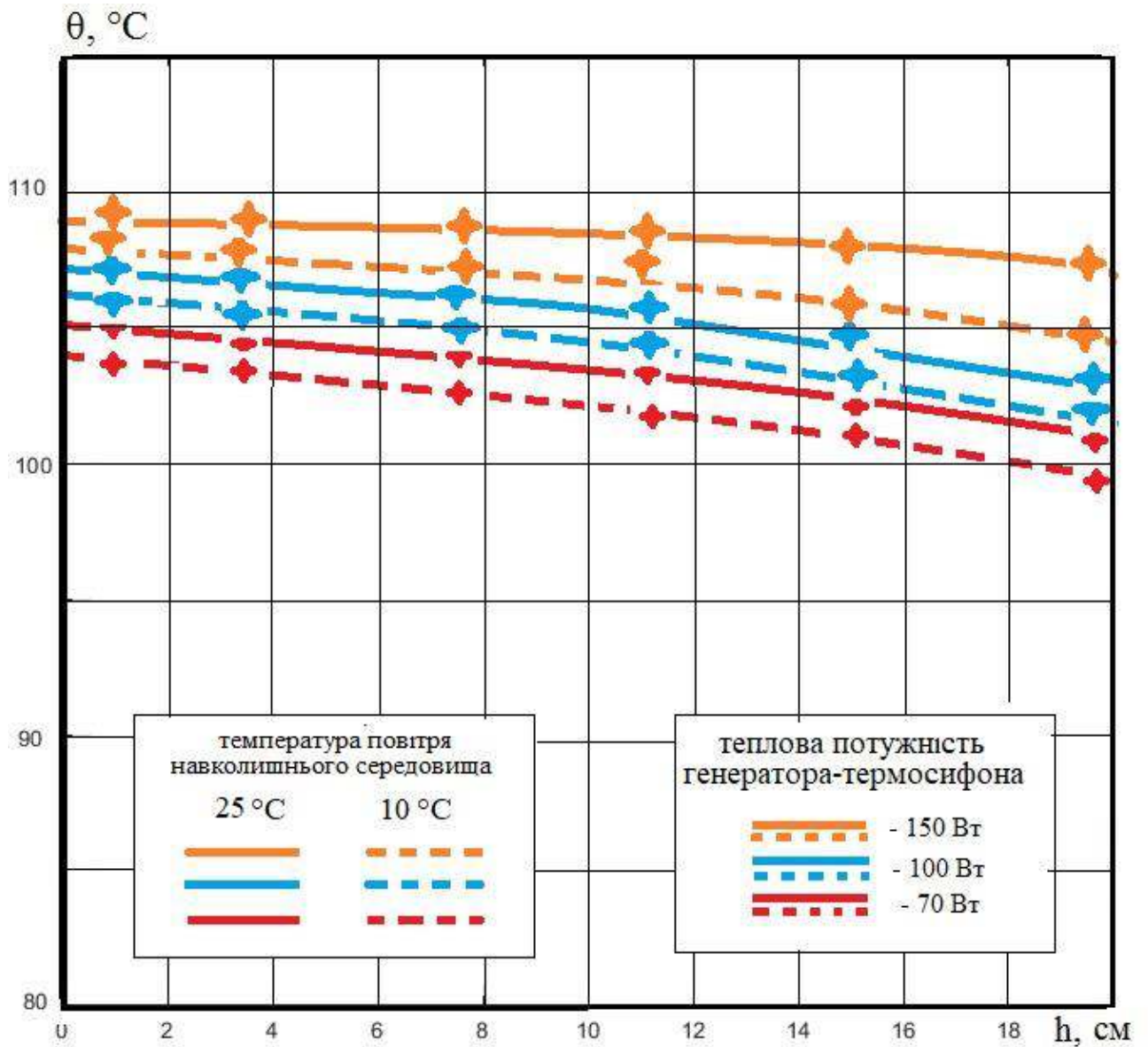


Рис. 3.9. Результати експериментальних досліджень температурних полів підйомної «адіабатної» ділянки дефлегматора при різних значеннях температур повітря навколишнього середовища і різних значеннях теплового навантаження генератора-термосифона

Порівняння з розрахунковими результатами не проводилося через відсутність останніх для стаціонарного режиму роботи (після виходу на режим).

Результати експериментальних досліджень при порівнянні з розрахунковими також показують незначний перепад температур по висоті підйомної ділянки дефлегматора. Так, при тепловому навантаженні 150 Вт перепад становить 2 °C, як в умовах помірних, так і низьких температур повітря навколишнього середовища. Аналогічна ситуація і для режимів з меншими тепловими

навантаженнями. Максимальний перепад температур по висоті дефлегматора спостерігається при тепловому навантаженні 70 Вт і становить 5 °С.

При зниженні теплового навантаження в генераторі-термосифоні спостерігалось і зниження рівня температур на підйомній ділянці дефлегматора: при 150 Вт – це 107...108 °С; при 100 Вт – 106...104 °С; при 75 Вт – 105...100 °С.

Така тенденція пояснюється реальною «неадіабатністю» теплоізоляційного кожуха підйомної частини дефлегматора і, хоча і незначними, але тепловими втратами в навколишнє середовище.

Проте наявність теплової ізоляції, що значно покращує транспортні можливості підйомної ділянки дефлегматора, може розглядатися в якості пропозицій щодо енергетичного вдосконалення побутових АХП даного типу.

На рис. 3.10 представлена експериментальна залежність температури стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора і температури на ребрі панелі ХК при температурі повітря навколишнього середовища 25 °С від теплового навантаження генератора-термосифона. На рис. 3.10 наведено порівняння «адіабатної» і нетеплоізолюваної конструкцій дефлегматора.

Температура повітря 25 °С є базовою при визначенні добового енергоспоживання побутових холодильних приладів всіх типів [22]. Значна більшість побутових холодильних приладів експлуатуються в зоні цієї температури.

Аналіз представлених на рис. 3.10 результатів показує перспективність установки «адіабатної» теплової ізоляції на підйомній ділянці дефлегматора.

У всіх діапазонах теплових навантажень 70...50 Вт можна забезпечити необхідні температурні режими в обсязі ХК АХП – не вище 5 °С [22].

На представлених залежностях температура в ХК відповідає дійсності та температурі на вихідній ділянці дефлегматора також. Як видно, максимальна холодопродуктивність АХА відповідає температурам на виході дефлегматора 60...65 °С при тепловій ізоляції підйомної ділянки і 45...55 °С при відсутності теплової ізоляції, тобто в серійному виконанні. Ці значення температур можна рекомендувати для ідентифікації режимів з максимальною холодопродуктивністю випарника.

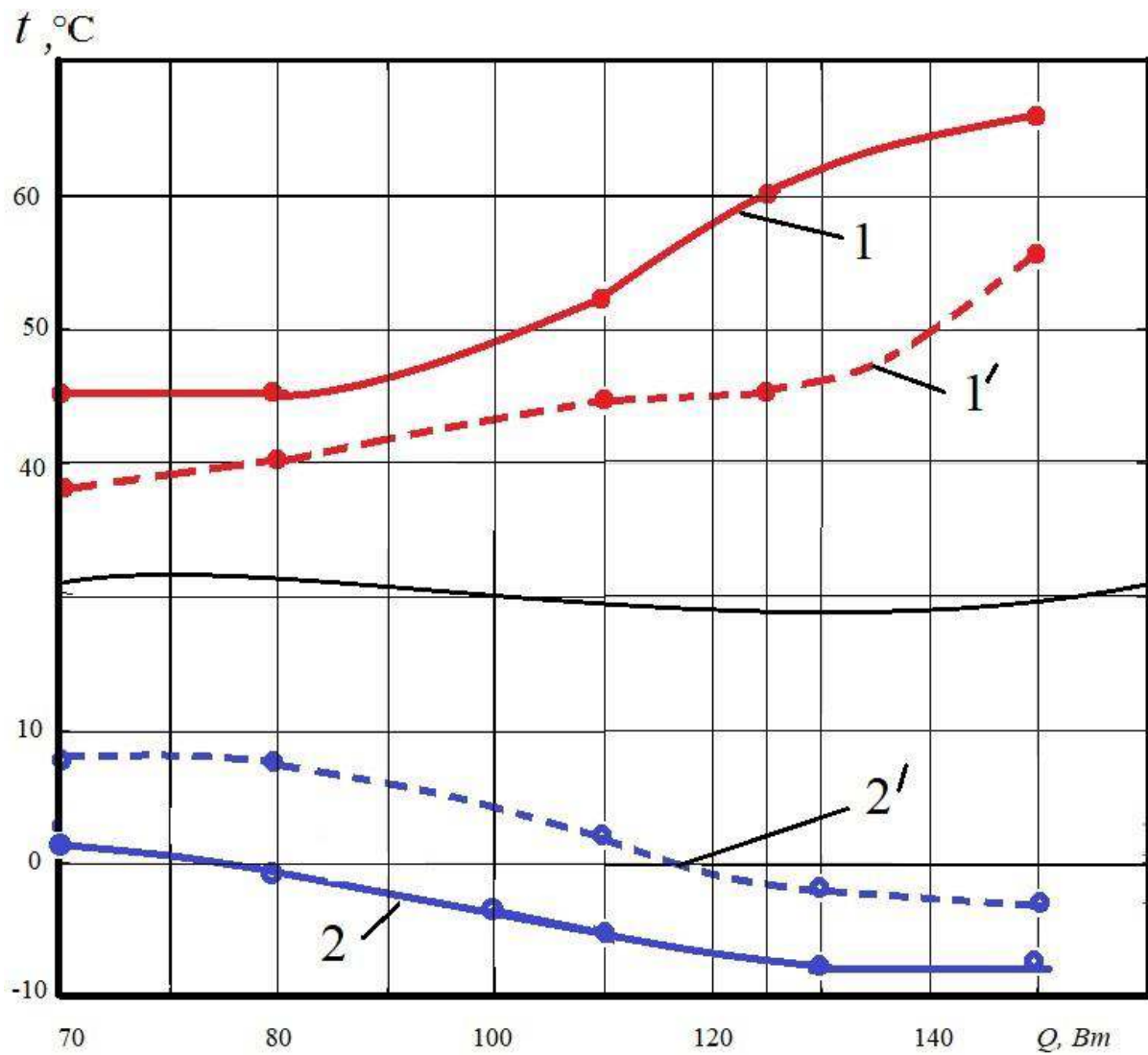


Рис.3.10. Залежність температури стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора і температури на ребрі панелі ХК при температурі повітря навколишнього середовища 25 °С від теплового навантаження генератора-термосифона: 1,2 (1',2') – дефлегматор з «адіабатною» тепловою ізоляцією (без теплової ізоляції); 1,1' – температура на ребрі панелі ХК; 2,2' – температура стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора

На рис.3.11 представлена залежність температури стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора і температури на ребрі панелі ХК при температурі повітря навколишнього середовища 32 °С від теплового навантаження генератора-термосифона. Розглянуто три випадки: серійний варіант (без теплової ізоляції); мінімальна тепла ізоляція; «адіабатна» тепла ізоляція.

Мінімальна тепла ізоляція підйомної ділянки дефлегматора відповідає рекомендаціям, викладеним в [94] і становить шар товщиною 3...4 мм зі скловолокна.

Наведені результати показують, що «адіабатний» кожух в жорстких умовах експлуатації не забезпечує належний рівень температур охолодження в ХК у всьому діапазоні теплових навантажень.

У штатному режимі (без теплоізоляції), починаючи з 100 Вт теплового навантаження генератора-термосифона, рівень температур охолодження відповідає нормативним вимогам.

Аналогічна ситуація і з об'єктом, закритим «мінімальною» тепловою ізоляцією, але рівень температур охолодження нижче 2...4 °С.

Рівень температур на виході підйомної ділянки дефлегматора, що ідентифікують максимальні режими охолодження, становить 74...75 °С.

Якщо взяти до уваги розрахункові значення температур потоку ВАС, то температура реального потоку може знаходитися в діапазоні 100...105 °С. Ці температури при робочому тиску 2,0 МПа відповідають складу ВАС 0,97 [86]. Тут можна зробити висновок про відсутність впливу деякої малої кількості води (до 4 %) в потоці ВАС на холодопродуктивність випарника.

Ранні дослідження низькотемпературних АХП з рівнем охолодження до мінус 35... мінус 30 °С не підтверджують такий висновок [94], однак це можна пояснити особливостями випаровування рідкої суміші при низькому парціальному тиску (до 0,05 МПа), коли з'являється вплив всіх компонентів [156-158] .

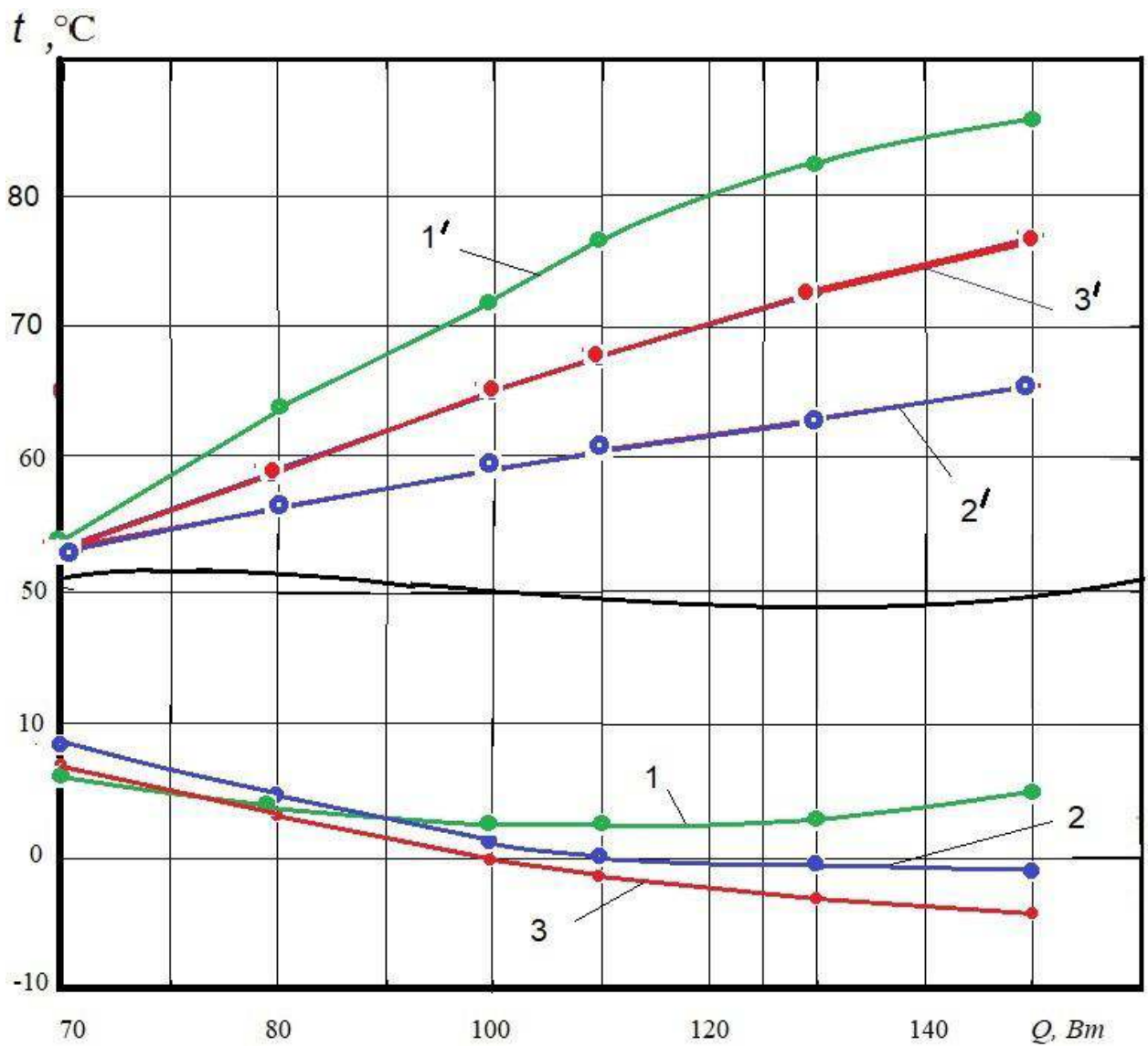


Рис.3.11. Залежність температури стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора і температури на ребрі панелі ХК при температурі повітря навколишнього середовища $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ від теплового навантаження генератора-термосифона і умов теплообміну з повітрям навколишнього середовища: 1,1' – дефлегматор з «адіабатною» тепловою ізоляцією; 2,2' – дефлегматор без теплової ізоляції; 3,3' – дефлегматор з мінімальною тепловою ізоляцією; 1,2,3 – температура на ребрі панелі ХК; 1',2',3' – температура стінки на виході підйомної ділянки дефлегматора

Ці параметри можна рекомендувати для розробки системи енергозберігаючого управління при роботі в жорстких режимах експлуатації побутового АХП.

Для вивчення динамічних режимів виходу з неробочого стану АХА було проведено узагальнення результатів експериментальних досліджень (рис. 3.12).

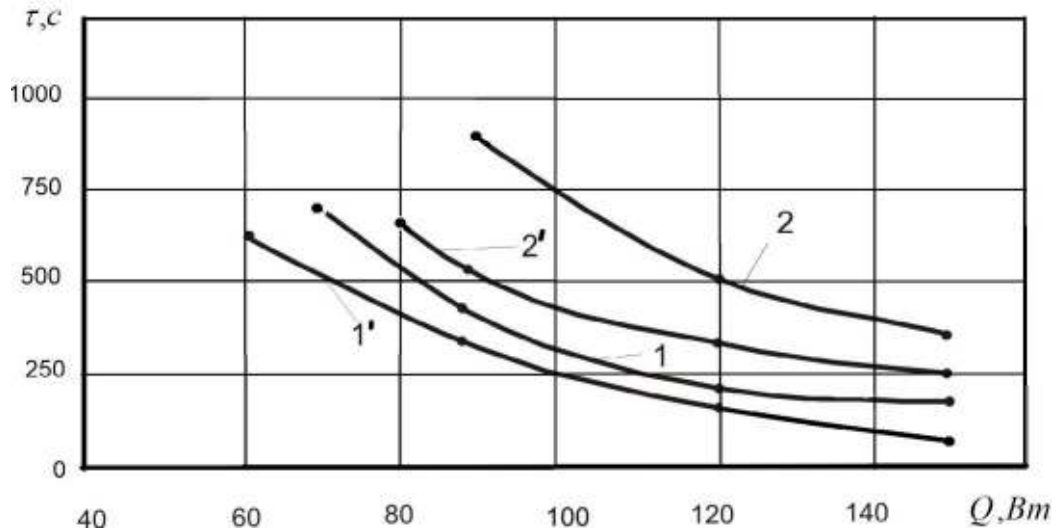


Рис.3.12. Залежність часу проходження парової ВАС через дефлегматор АХА при запуску з неробочого стану від чисельних значень теплового навантаження в генераторі-термосифоні в різних умовах експлуатації: температура повітря навколишнього середовища: 1,1' – 25 °С; 2,2' – 10 °С; 1,2 – дефлегматор без додаткової теплової ізоляції; 1',2' – дефлегматор з «адіабатною» теплоізоляцією

Аналіз наведених результатів показав максимальну швидкість просування потоку ВАС при 150 Вт теплового навантаження генератора-термосифона у всіх випадках, причому у всьому діапазоні теплового навантаження максимальні значення швидкості спостерігаються в разі теплоізоляції підйомної ділянки дефлегматора.

Наведені результати дозволяють рекомендувати для режимів запуску теплове навантаження 150 Вт, яке відповідає і вимогам корозійного захисту [46] – максимальна температура в генераторі-термосифоні не перевищує 170 °С [106].

Іншим висновком з такого узагальнення може бути корисність теплоізоляційного кожуха дефлегматора не тільки в режимі зниження втрат при транс-

порті аміаку в конденсатор, а й здатність його зберігати тепло в неробочий період.

Так, при відсутності теплової ізоляції стінки корпусу дефлегматора в неробочий період досить швидко віддають тепло в навколишнє середовище. Пара, що знаходиться в каналі, конденсується, а на її місце з ПГК заходить інертний газ. При запуску потрібно для витіснення інертного газу прогріти стінки дефлегматора, що вимагає і теплової енергії, і часу.

Наявність теплової ізоляції багаторазово знижує теплові втрати і стінки дефлегматора в неробочий період знаходяться в прогрітому стані. Особливо це помітно при низьких температурах зовнішнього повітря, коли без додаткової теплової ізоляції досить складно запустити холодильний цикл.

Проведений комплекс експериментальних досліджень і їх аналіз дозволив сформулювати теплотехнічні положення про енергозберігаючі режимах управління побутовими АХП досліджуваного типу.

Пропонується наступний алгоритм управління.

В умовах знижених температур повітря навколишнього середовища (8... 15 °С), коли найбільш сприятливі умови для виробництва штучного холоду, але існують проблеми з транспортуванням пари аміаку з генератора-термосифона в конденсатор, можна використовувати комбінований позиційний спосіб підведення теплового навантаження. Потрібна «адіабатна» теплова ізоляції підйомної ділянки дефлегматора.

Такий режим і його порівняння зі штатним (теплове навантаження 110 Вт) наведені на рис. 3.13.

Проведені випробування показали в цих умовах зниження добового енергоспоживання досліджуваного АХП на 36 % – при 110 Вт – 2,25 кВт·год/добу, в комбінованому режимі теплопідводу – 1,44...2,25 кВт·год/добу. Перехід від «форсажного» режиму запуску 150 Вт до «поточного» 70 Вт здійснюють при проходженні потоку ВАС по підйомній ділянці дефлегматора. Момент переходу визначають по температурі в верхній частині дефлегматора 65 °С.

Відключення теплового навантаження проводять при досягненні заданих значень температури в характерній точці ХК.

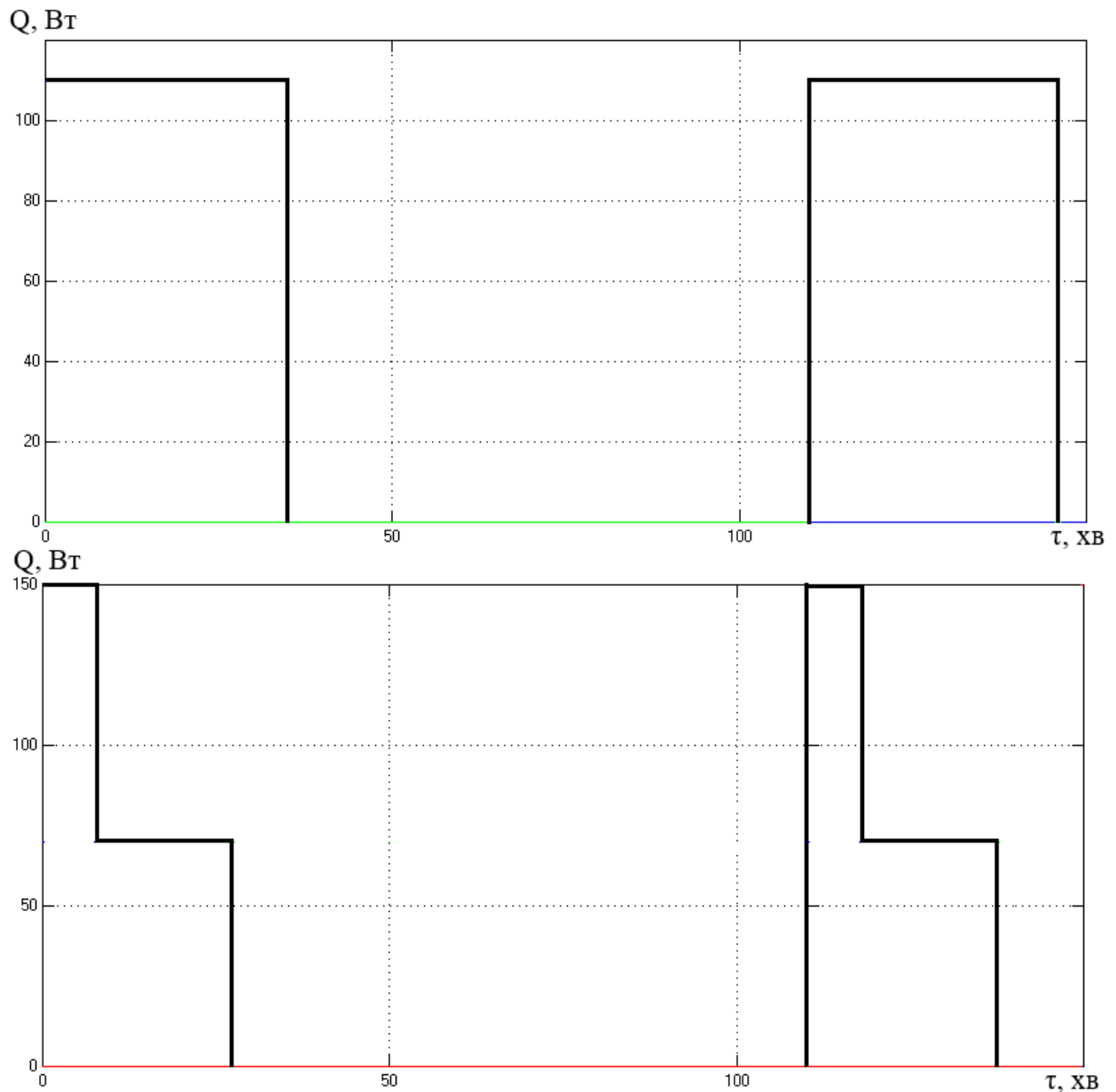


Рис.3.13. Порівняння позиційного способу подачі теплового навантаження в генератор-термосифон з комбінованим при температурі повітря навколишнього середовища 10 °С. При комбінованому управлінні на підйомній ділянці дефлегматора встановлена «адіабатна» теплова ізоляція

В умовах роботи побутового АХП при помірних температурах повітря навколишнього середовища (16...27 °С) пропонується працювати з тепловим навантаженням в генераторі-термосифоні, що постійно змінюється, за аналогі-

єю з відомими власними рекомендаціями [94, 112]: режим «очікування» – 40 Вт; «поточний» – 70 Вт.

Використовуємо на підйомній ділянці дефлегматора теплову ізоляцію «адіабатного» типу. Перехід з режиму «очікування» на «поточний» проводиться також по фіксації температури у верхній частині дефлегматора 60...65 °С. Зворотний перехід – по досягненню заданої температури в ХК.

Зниження енергоспоживання в порівнянні зі штатним позиційним регулюванням склало 18 %.

При роботі в умовах підвищених температур повітря навколишнього середовища від 28 до 35 °С рекомендується використовувати теплову ізоляцію підйомної ділянки дефлегматора з мінімальним термічним опором (рис. 3.14), наприклад, зазначеним у цій роботі типом.

У цих умовах при 110 Вт теплового навантаження генератора-термосифона, як правило, режим роботи генератора-термосифона «постійний» [7, 49]. Основна вимога до холодильного приладу – забезпечення заданого рівня температур охолодження [22].

З урахуванням більшої холодопродуктивності випарника пропонується режим теплового навантаження термосифона-генератора 150 Вт, при якому на нижньому діапазоні температур зовнішнього повітря реалізується позиційний режим роботи, а час виходу з неробочого стану в робочий – мінімальний.

Економія енергоспоживання, в порівнянні зі штатним режимом, при роботі з температурою зовнішнього повітря 30...31 °С склало до 4 %.

Слід зазначити, що виділення трьох діапазонів температур зовнішнього повітря є досить умовним і їх межі можуть накладатися одна на одну.

Результати експериментальних досліджень, що отримані в даній роботі, дозволяють сформулювати вихідні дані для ідентифікації АХП як об'єкта управління.

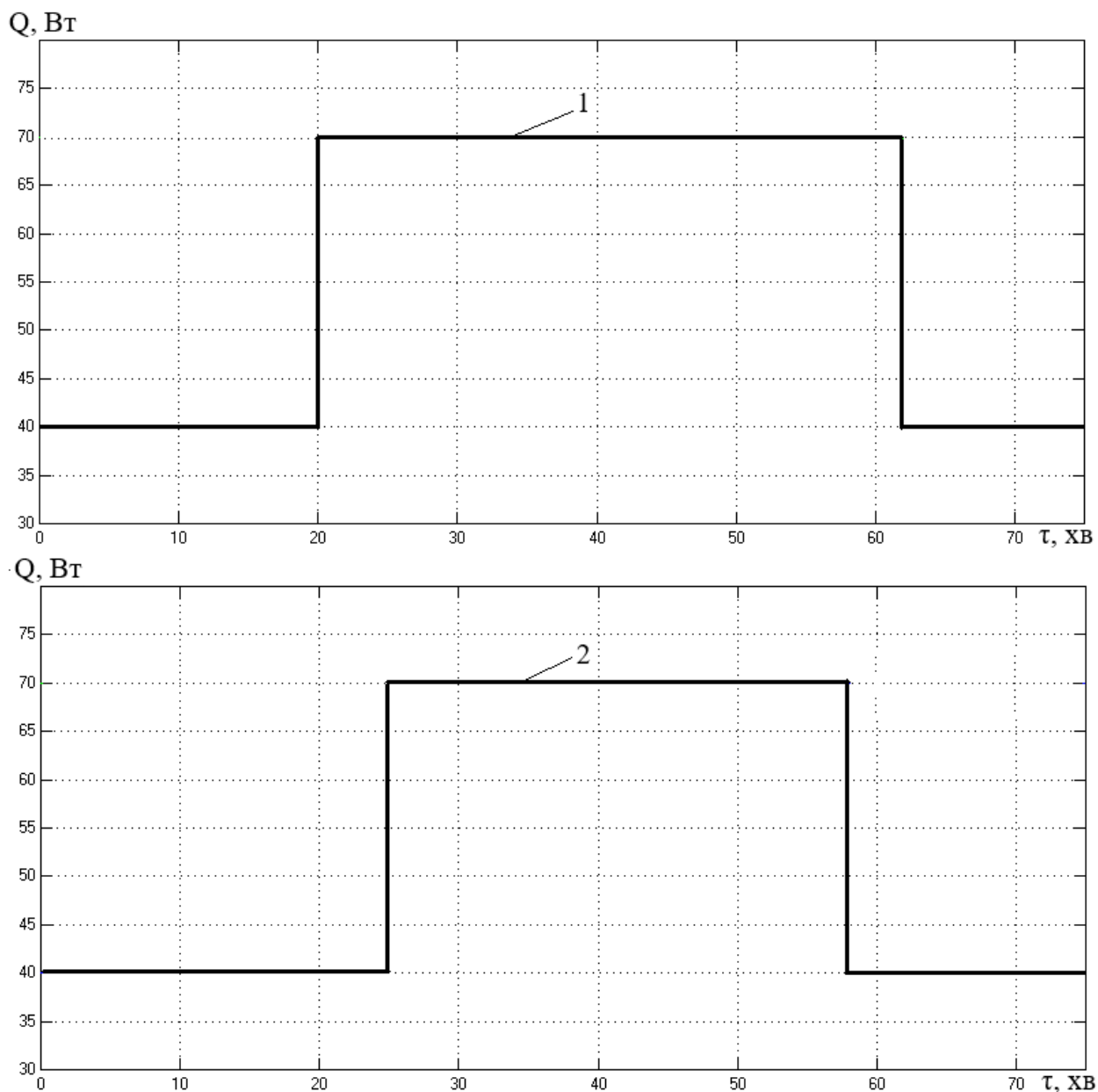


Рис.3.14. Порівняння комбінованих способів подачі теплового навантаження в генератор-термосифон при температурі повітря навколишнього середовища 25 °С при різних умовах тепловідведення від підйомної ділянки дефлегматора: 1 (2) – без (з) тепловою ізоляцією підйомної ділянки; 2 – на підйомній ділянці дефлегматора встановлена «адіабатна» тепла ізоляція

3.6. Ідентифікація моделі процесу виробництва штучного холоду в АХП як об'єкта керування

Процес виробництва холоду – це один з видів теплових процесів. Тому АХП відносяться до класу статичних об'єктів, які мають властивість самовирівнювання [106]. Цей факт відображають наведені на рис. 3.15 – 3.17 динамічні характеристики АХП за різних умов тепловідведення та при різних значеннях теплової потужності, що підводиться до генератора-термосифона.

При цьому через використання в схемі АХА генератора із зовнішнім підведенням тепла і наявності процесу витіснення інертного газу з дефлегматора потоком пари в період запуску АХА, АХП характеризуються високою тепловою інерційністю [103, 106]. Відповідно, для систем автоматичного керування (САУ) АХП характерні великі значення постійної часу і часу запізнювання.

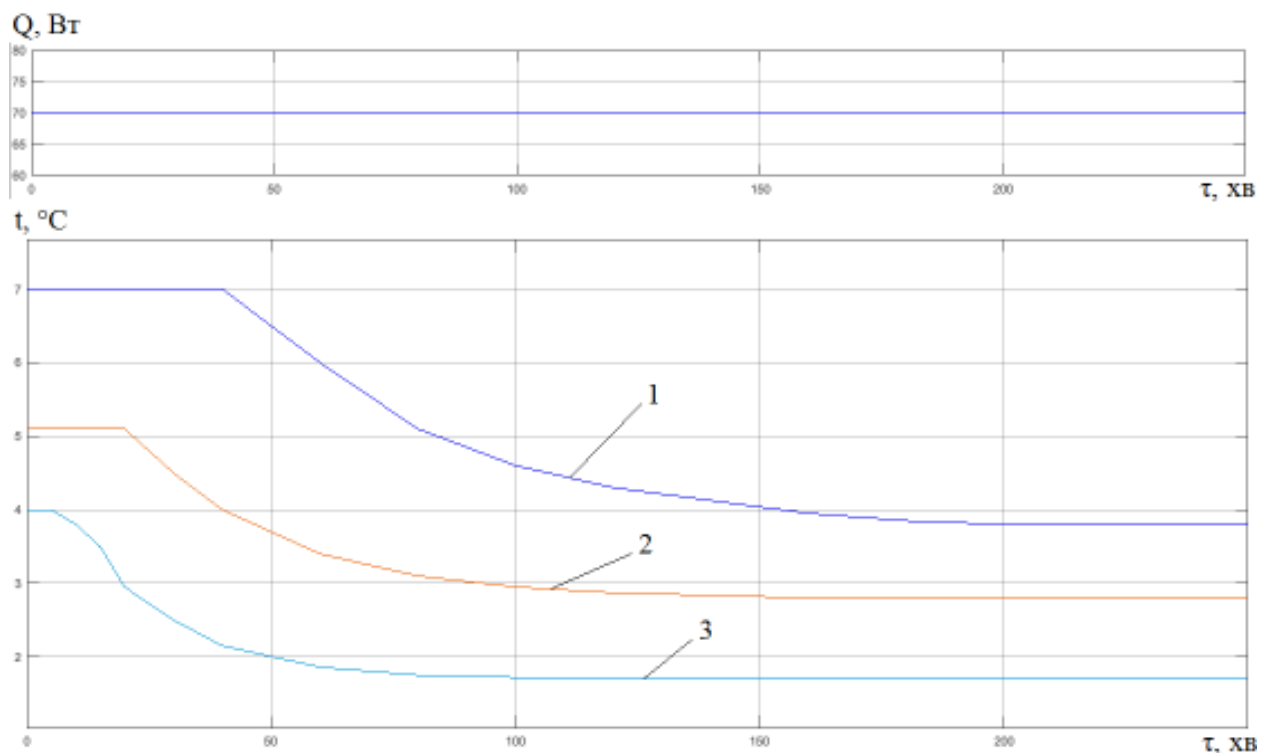


Рис.3.15. Перехідні характеристики температур в холодильній камері АХП без теплоізоляції дефлегматора при зміні потужності, що підводиться до генератора, з 0 до 70 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища: 1 – 10 °С, 2 – 13 °С, 3 – 17 °С.

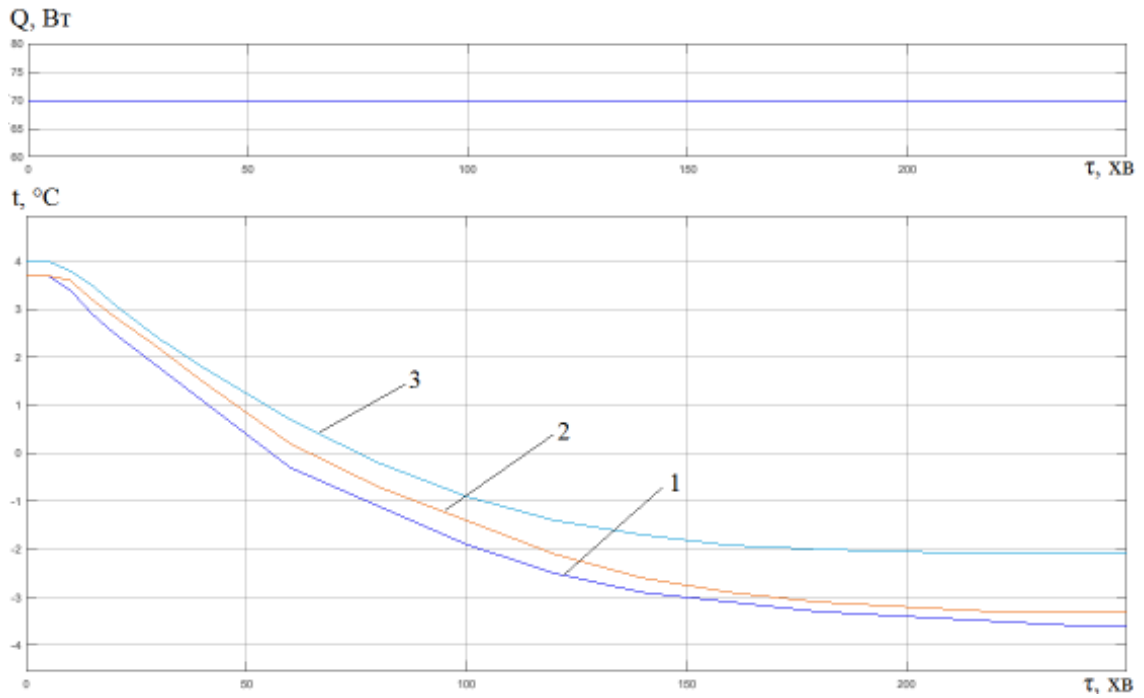


Рис.3.16. Перехідні характеристики температур в холодильній камері АХП з теплоізоляцією дефлегматора при зміні потужності, що підводиться до генератора, з 0 до 70 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища: 1 – 10 °С, 2 – 13 °С, 3 – 17 °С.

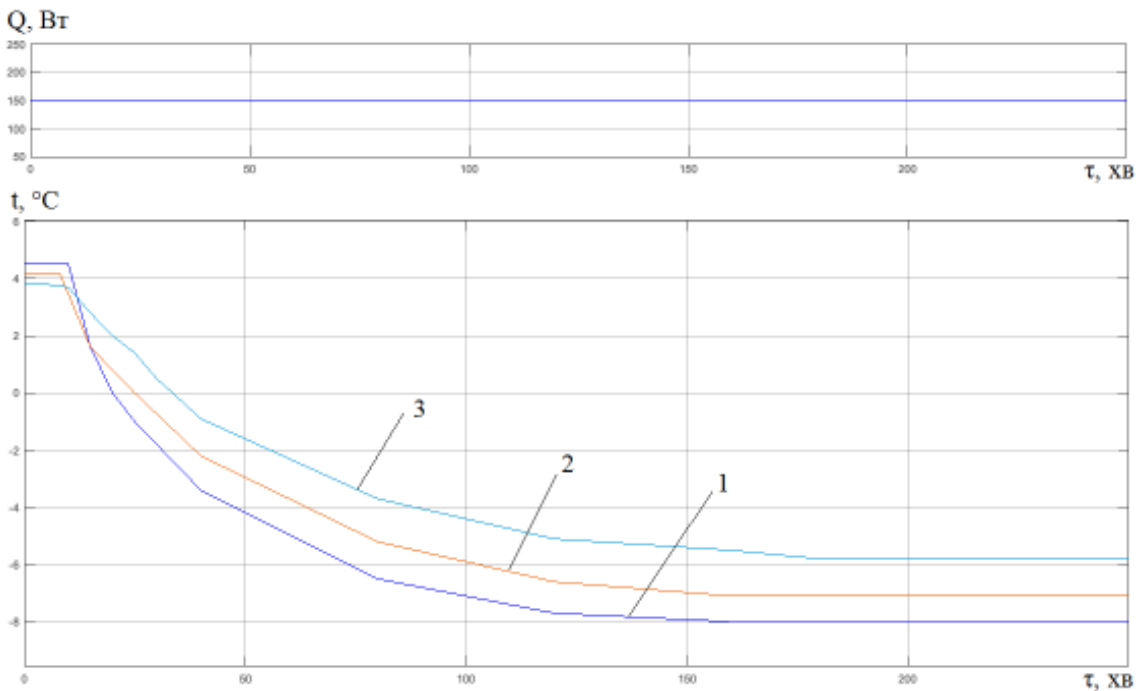
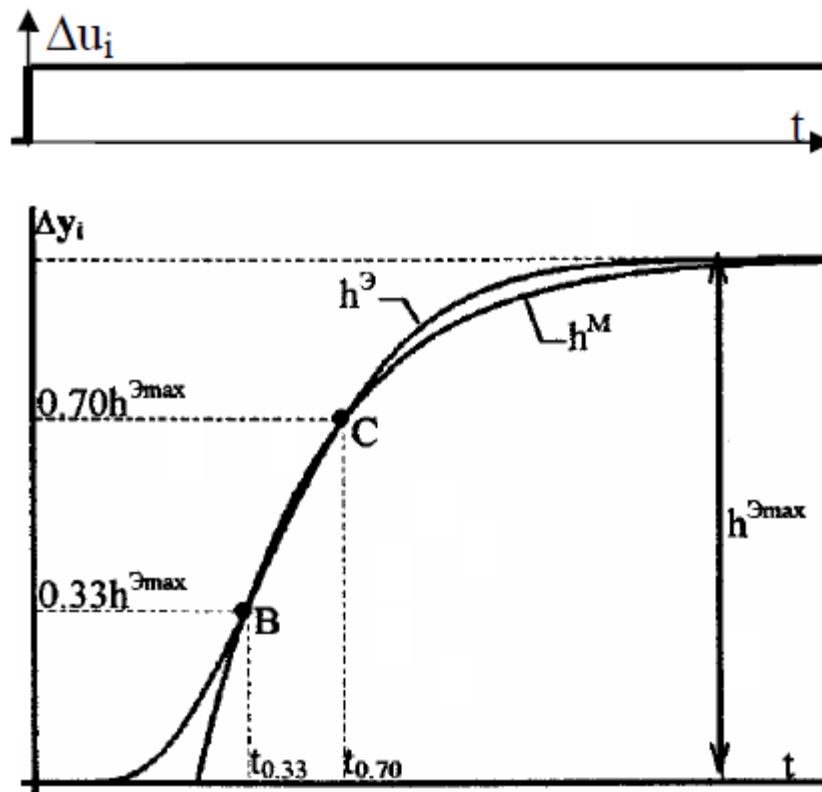


Рис.3.17. Перехідні характеристики температур в холодильній камері АХП з теплоізоляцією дефлегматора при зміні потужності, що підводиться до генератора, з 0 до 150 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища: 1 – 10 °С, 2 – 13 °С, 3 – 17 °С.

В якості об'єкта керування розглядається процес виробництва штучного холоду в АХП. Канал, за яким проводиться параметрична ідентифікація – канал керування. Як вже зазначалося, АХП відносяться до статичних об'єктів, таким чином, передаточна функція, за допомогою якої будемо проводити моделювання цього каналу, має наступний вигляд: $W(p) = \frac{k_0}{T_0 p + 1} \cdot e^{-\tau_0 p}$. Визначимо числові значення параметрів.

Експериментальні характеристики, за якими проводиться ідентифікація, наведені на рис. 3.15 – 3.17. Методика параметричної ідентифікації моделей – Мініної 2-х спільних точок – типова методика ідентифікації моделей каналів об'єктів керування, що використовується в теорії автоматичного керування. Для знаходження параметрів моделей за допомогою цієї методики будуть виконані наступні побудови на графіках експериментальних перехідних характеристик:



Після обробки графіків параметри моделей можуть бути знайдені за наступними формулами:

$$k_{ij} = \frac{y_j^1 - y_j^0}{u_i^1 - u_i^0}, \quad \tau_{ij} = 0,5(3t_{0,33} - t_{0,7});$$

$$T_{ij} = (t_{0,7} - \tau_{ij})/1,2.$$

1. Ідентифікація моделей каналу керування процесу виробництва штучного холоду в АХП без теплоізоляції дефлегматора при зміні потужності, що підводиться до генератора, з 0 до 70 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища $t_{н.с.}$:

1.1. При $t_{н.с.} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$k_o^1 = \frac{3.8 - 7.0}{70 - 0} = -0.046 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Вт}} \right], \quad \tau_o^1 = 0,5 \cdot (3 \cdot 60 - 92,1) = 43,95 [\text{хв}],$$

$$T_o^1 = (92,1 - 43,95)/1,2 = 40,13 [\text{хв}]$$

Таким чином, $W_o^1(p) = \frac{k_o^1}{T_o^1 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^1 p} = \frac{-0,046}{40,13 p + 1} \cdot e^{-43,95 p}$.

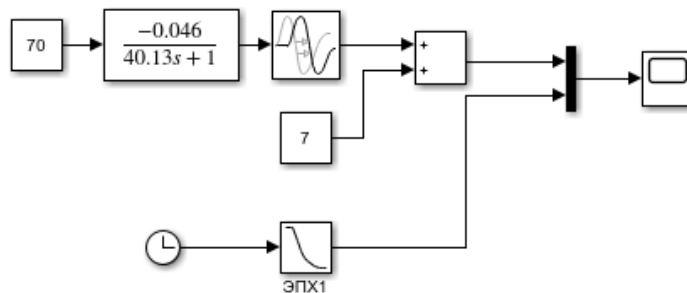


Рис. 3.18. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

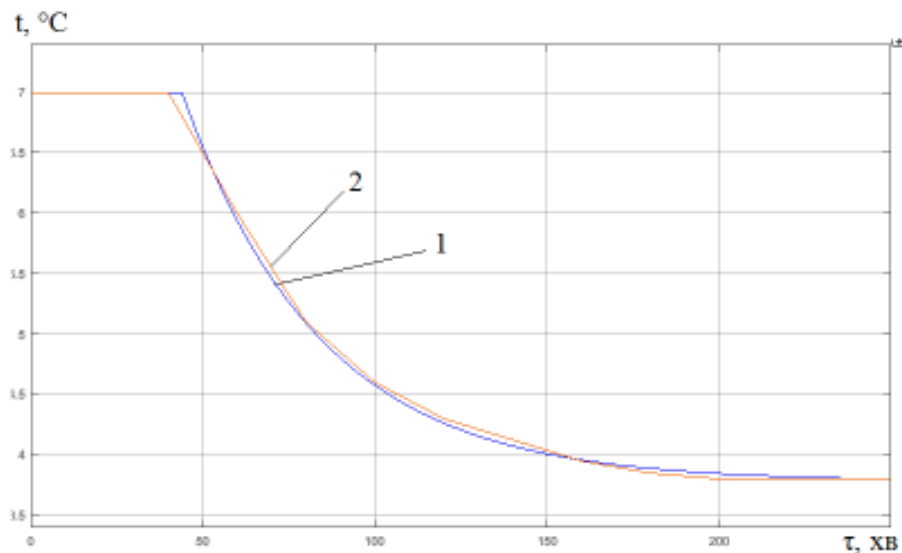


Рис.3.19. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

1.2. При $t_{н.с.} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$k_o^2 = \frac{2,8 - 5,1}{70 - 0} = -0,033 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \tau_o^2 = 0,5 \cdot (3 \cdot 34,3 - 56,2) = 23,35 [\text{хв}],$$

$$T_o^2 = (56,2 - 23,35) / 1,2 = 28,21 [\text{хв}]$$

$$\text{Таким чином, } W_o^2(p) = \frac{k_o^2}{T_o^2 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^2 p} = \frac{-0,033}{28,21 p + 1} \cdot e^{-23,35 p}.$$

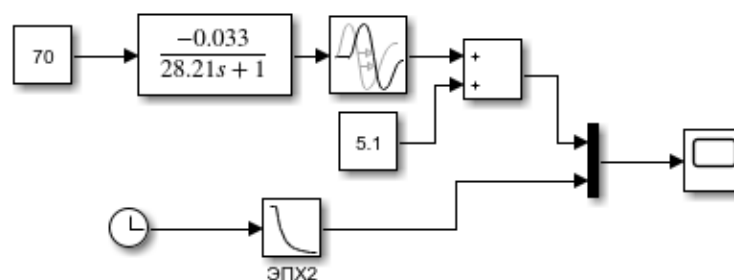


Рис.3.20. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

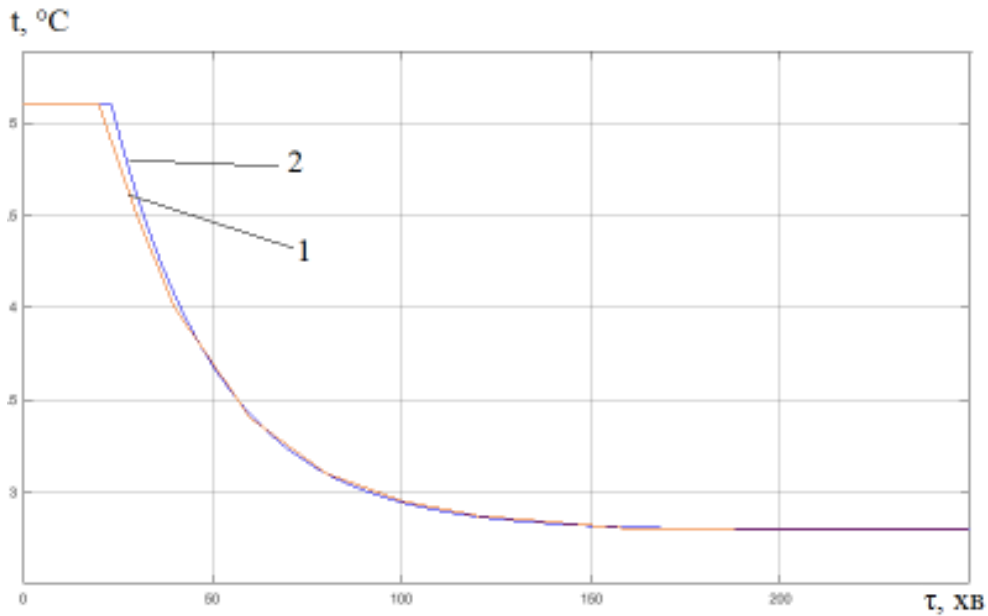


Рис.3.21. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

1.3. При $t_{н.с.} = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$k_o^3 = \frac{1,7 - 4}{70 - 0} = -0,033 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \quad \tau_o^3 = 0,5 \cdot (3 \cdot 16,7 - 32,38) = 8,86 \text{ [xв]},$$

$$T_o^3 = (32,38 - 8,86) / 1,2 = 19,6 \text{ [xв]}$$

$$\text{Таким чином, } W_o^3(p) = \frac{k_o^3}{T_o^3 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^3 p} = \frac{-0,033}{19,6 p + 1} \cdot e^{-8,86 p}.$$

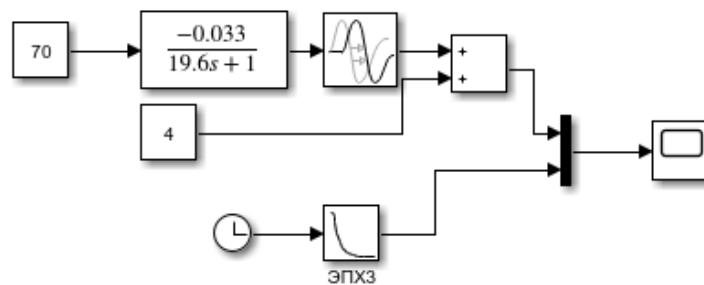


Рис. 3.22. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

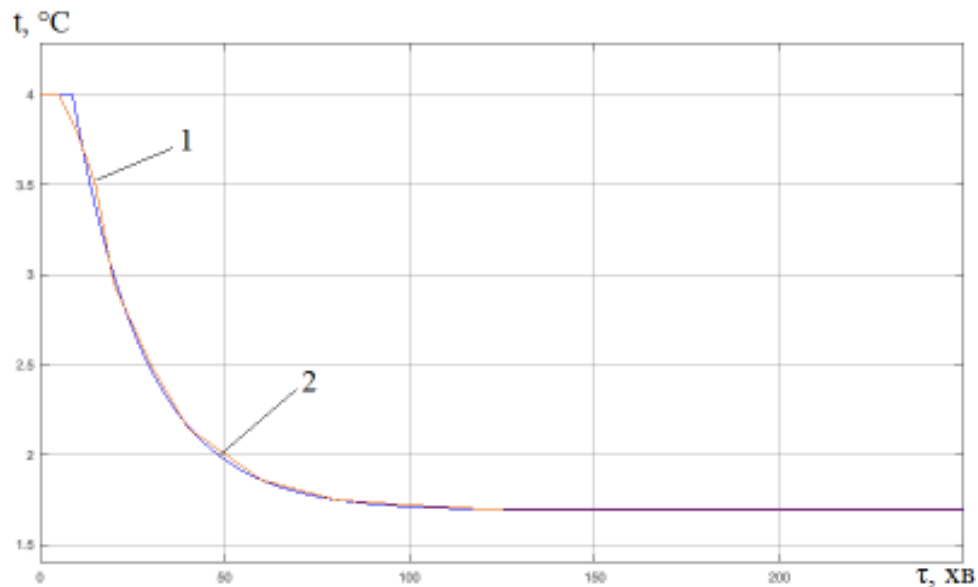


Рис.3.23. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

2. Ідентифікація моделей каналу керування процесу виробництва штучного холоду в АХП з теплоізоляцією дефлегматору при зміні потужності, що підводиться до генератору, з 0 до 70 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища:

2.1. При $t_{н.с.} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$k_o^4 = \frac{-3.6 - 3.7}{70 - 0} = -0.106 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Вт}} \right], \quad \tau_o^4 = 0.5 \cdot (3 \cdot 37.1 - 86.7) = 12.3 [\text{хв}],$$

$$T_o^4 = (86.7 - 12.3) / 1.2 = 62 [\text{хв}]$$

$$\text{Таким чином, } W_o^4(p) = \frac{k_o^4}{T_o^4 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^4 p} = \frac{-0.106}{62p + 1} \cdot e^{-12.3p}.$$

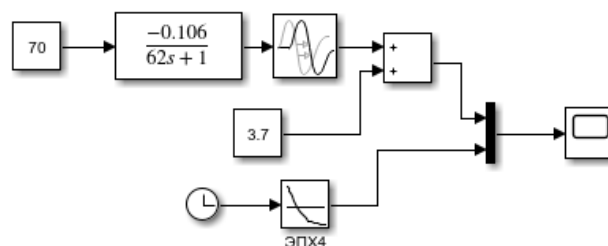


Рис.3.24. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

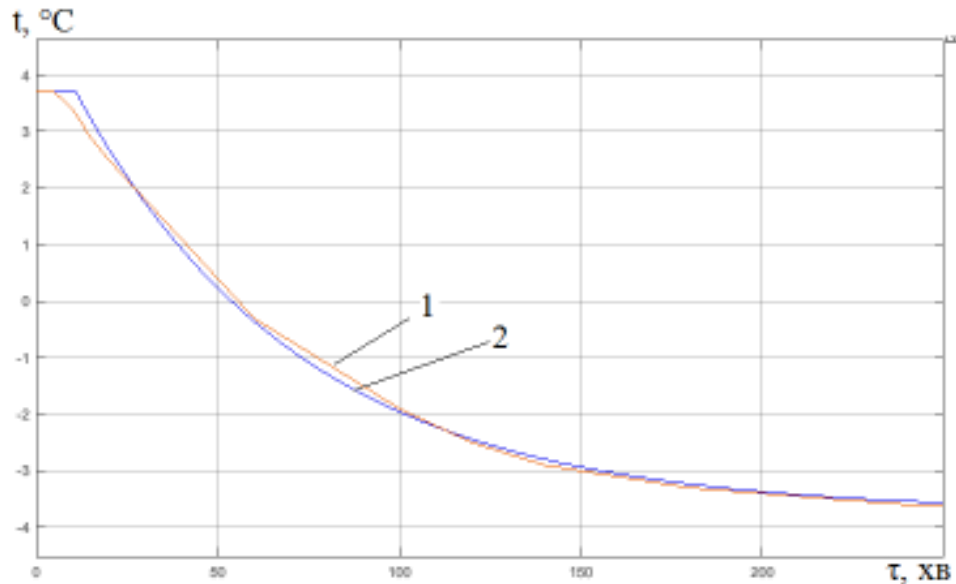


Рис.3.25. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

2.2. При $t_{н.с.} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$k_o^5 = \frac{-3,3 - 3,7}{70 - 0} = -0,1 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \quad \tau_o^5 = 0,5 \cdot (3 \cdot 41,43 - 87,62) = 18,3 [\text{хв}],$$

$$T_o^5 = (87,62 - 18,3) / 1,2 = 57 [\text{хв}]$$

Таким чином, $W_o^5(p) = \frac{k_o^5}{T_o^5 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^5 p} = \frac{-0,1}{57 p + 1} \cdot e^{-18,3 p}$.

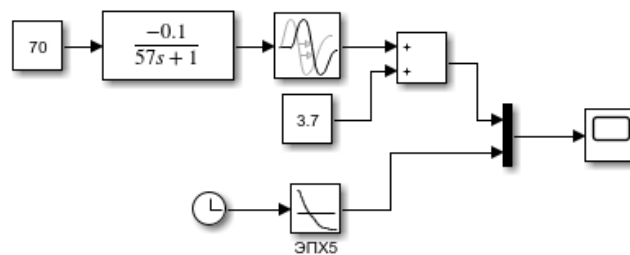


Рис.3.26. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

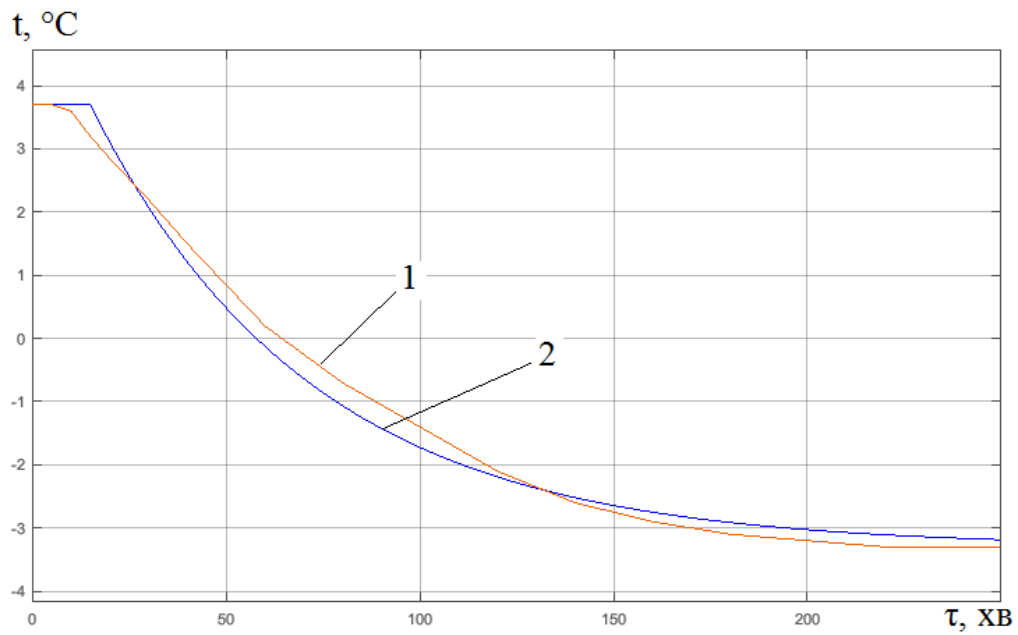


Рис.3.27. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

2.3. При $t_{н.с.} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$k_o^6 = \frac{-2,1 - 4,0}{70 - 0} = -0,087 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \quad \tau_o^6 = 0,5 \cdot (3 \cdot 36,7 - 83,3) = 13,4 [\text{xв}],$$

$$T_o^6 = (83,3 - 13,4) / 1,2 = 56,25 [\text{xв}]$$

$$\text{Таким чином, } W_o^6(p) = \frac{k_o^6}{T_o^6 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^6 p} = \frac{-0,087}{56,25 p + 1} \cdot e^{-13,4 p}.$$

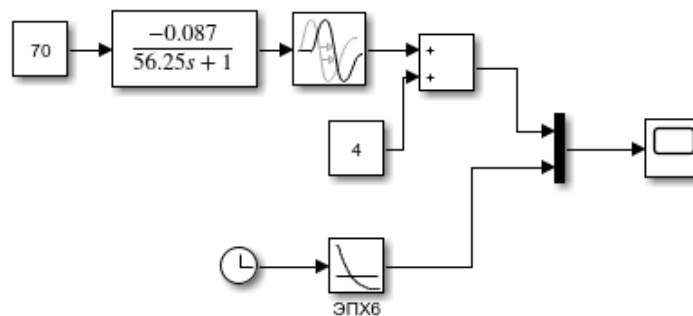


Рис.3.28. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

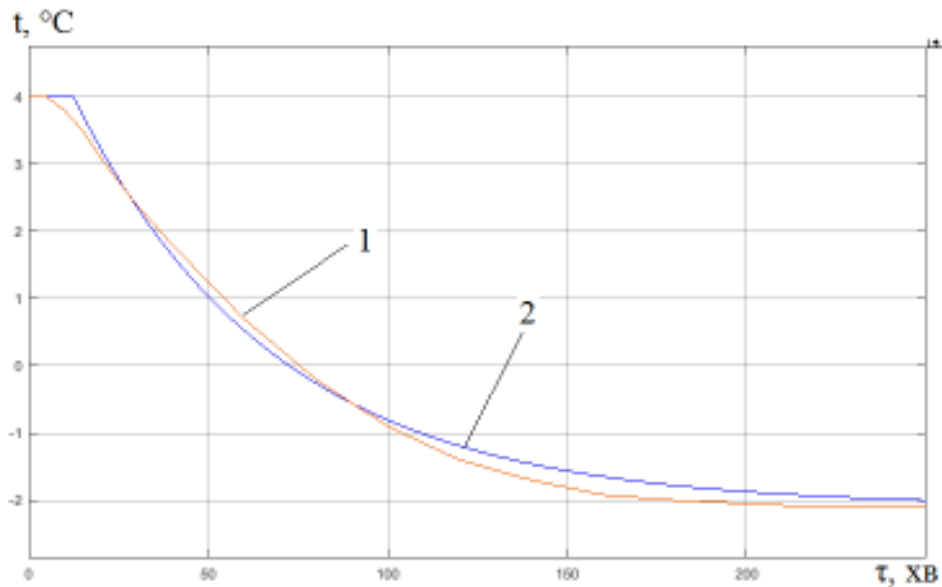


Рис.3.29. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

3. Ідентифікація моделей каналу керування процесу виробництва штучного холоду в АХП з теплоізоляцією дефлегматора при зміні потужності, що підводиться до генератора, з 0 до 150 Вт та різних значеннях температури повітря навколишнього середовища:

3.1. При $t_{н.с.} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$k_o^7 = \frac{-8,0 - 4,5}{150 - 0} = -0,083 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Вт}} \right], \tau_o^7 = 0,5 \cdot (3 \cdot 19 - 47) = 5 [\text{хв}],$$

$$T_o^7 = (47 - 5) / 1,2 = 35 [\text{хв}]$$

Таким чином, $W_o^7(p) = \frac{k_o^7}{T_o^7 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^7 p} = \frac{-0,083}{35p + 1} \cdot e^{-5p}$.

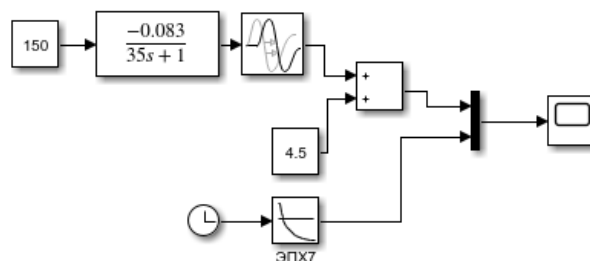


Рис.3.30. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

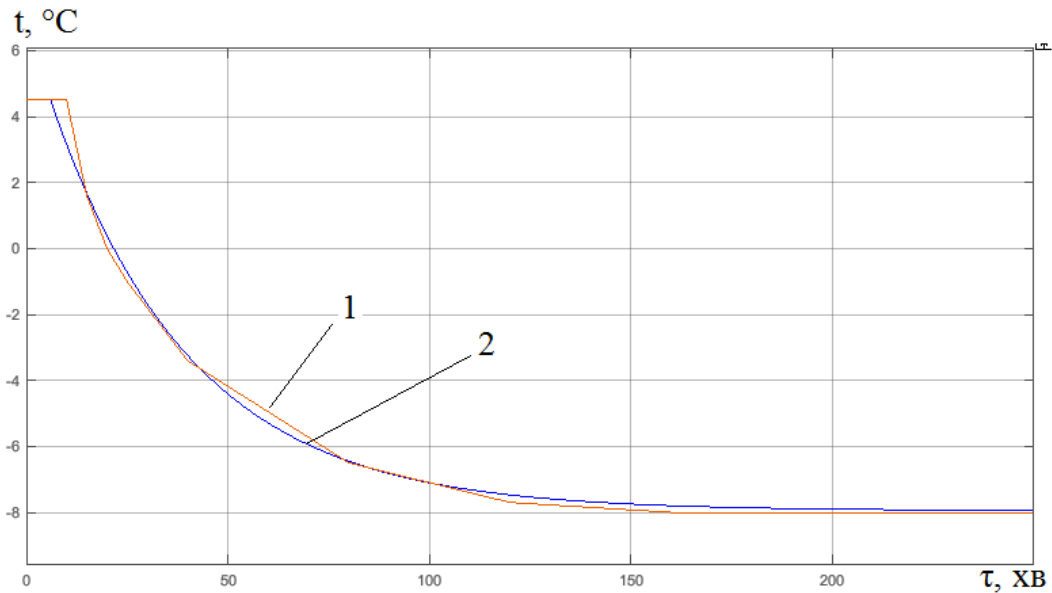


Рис.3.31. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

3.2. При $t_{н.с.} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$k_o^8 = \frac{-7,1 - 4,2}{150 - 0} = -0,075 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \quad \tau_o^8 = 0,5 \cdot (3 \cdot 22,9 - 60,5) = 4,1 [\text{xв}],$$

$$T_o^8 = (60,5 - 4,1) / 1,2 = 45 [\text{xв}]$$

$$\text{Таким чином, } W_o^8(p) = \frac{k_o^8}{T_o^8 p + 1} \cdot e^{-\tau_o^8 p} = \frac{-0,075}{45p + 1} \cdot e^{-4,1p}.$$

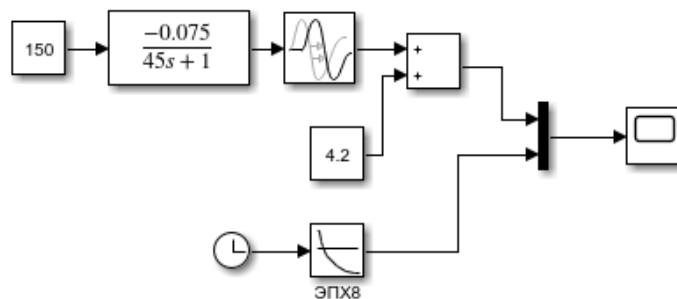


Рис.3.32. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

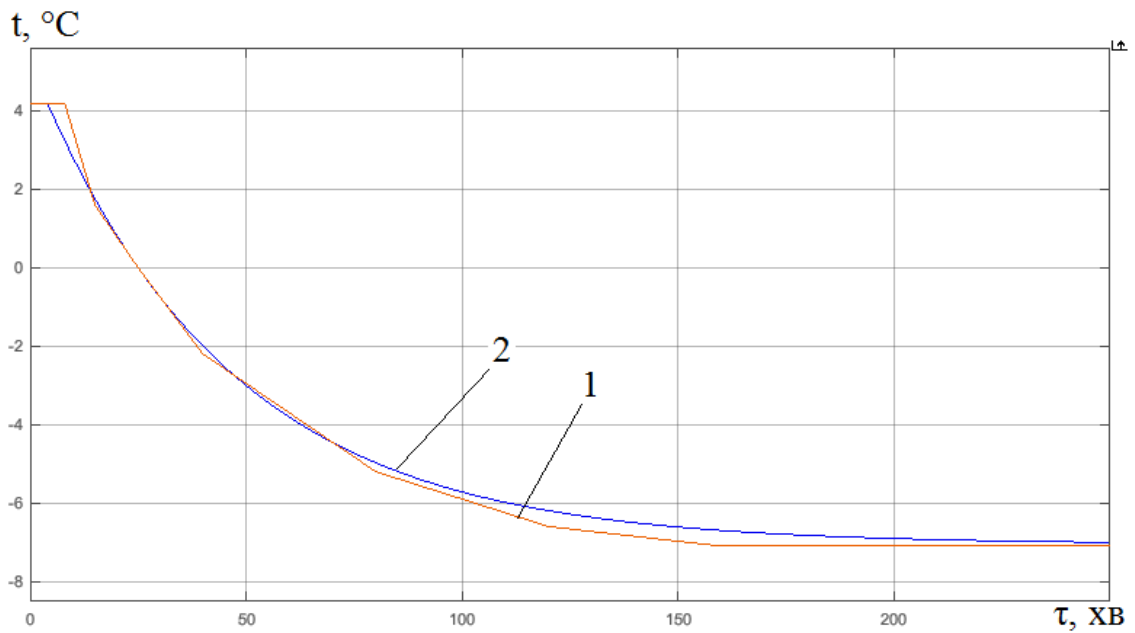


Рис.3.33. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

3.3. При $t_{н.с.} = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$k_o^g = \frac{-6,0 - 3,8}{150 - 0} = -0,065 \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{Bm}} \right], \quad \tau_o^g = 0,5 \cdot (3 \cdot 30,5 - 68,1) = 11,7 [\text{xв}],$$

$$T_o^g = (68,1 - 11,7) / 1,2 = 47 [\text{xв}]$$

$$\text{Таким чином, } W_o^g(p) = \frac{k_o^g}{T_o^g p + 1} \cdot e^{-\tau_o^g p} = \frac{-0,065}{47p + 1} \cdot e^{-11,7p}.$$

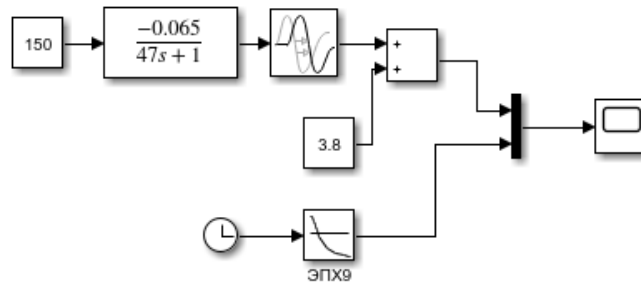


Рис.3.34. Схема моделювання в середовищі Simulink Matlab для порівняння заданої експериментальної перехідної характеристики та перехідної характеристики моделі

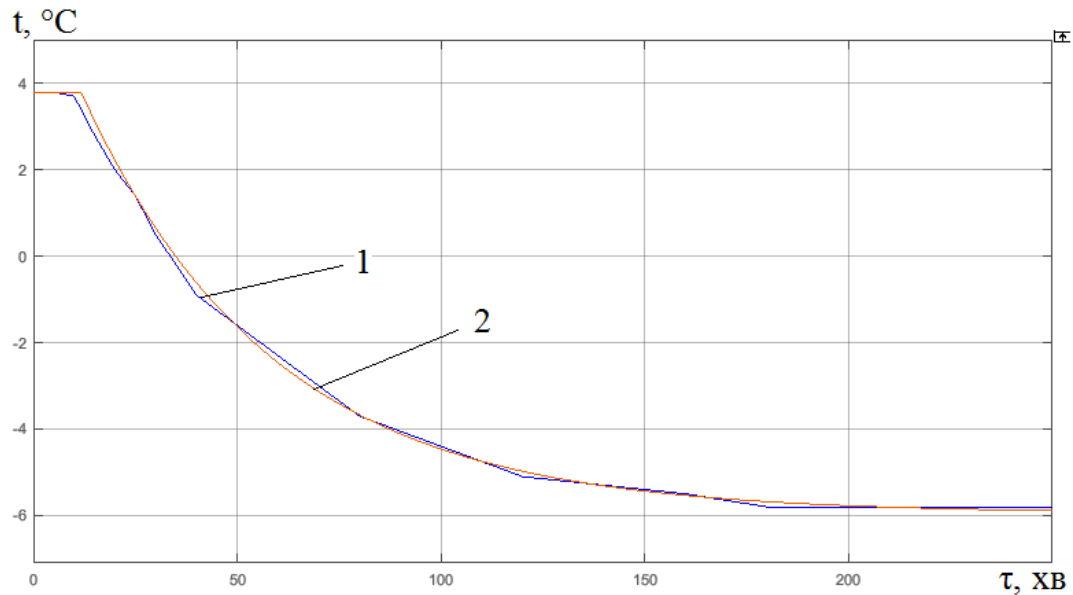


Рис.3.35. Графіки експериментальної перехідної характеристики (1) та перехідної характеристики моделі (2)

Як видно з результатів моделювання, отримані моделі адекватно відображують експериментальні перехідні характеристики і можуть бути використані в подальшому при розробці систем енергоощадного керування АХП при експлуатації в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища.

3.7. Висновки по розділу 3

1. Виконано комплекс експериментальних досліджень АХП типу «Київ-410» АШ-160 вітчизняного виробництва в діапазоні режимних параметрів:

- а) теплове навантаження генератора-термосифона 60...150 Вт;
- б) температура повітря навколишнього середовища 8...35 $^\circ\text{C}$.

Дослідження проведені для умов, що моделюють різні умови теплообміну з навколишнім середовищем підйомної ділянки дефлегматора АХА: «адіабатний» режим; штатний режим (без теплової ізоляції); проміжний – з мінімальною тепловою ізоляцією.

2. Експериментальні дослідження показали прийнятну для інженерного проектування збіжність результатів моделювання і реальних характеристик, на прикладі температурних полів стінки дефлегматора.

Така збіжність дозволяє припустити про достовірність результатів моделювання в частині визначення реальної температури потоку по температурі стінки, яка може досягати 36 °С.

3. На основі аналізу результатів моделювання і експериментальних досліджень показано, що невелика кількість води, до 4 %, не робить помітного впливу на рівень температур охолодження в ХК побутового АХП типу «Київ-410» АШ-160.

Аналіз термодинамічних параметрів ВАС і ВАР показав, що невелика кількість води в рідкому ВАР збільшує теплоту фазового переходу на 14,4 % [26]. Це може пояснити встановлений в експериментах факт зростання холодопродуктивності при високому тепловому навантаженні і підвищених, до 100 °С, температурах потоку ВАС на виході дефлегматора.

4. Установка теплової ізоляції по всій підйомній ділянці дефлегматора сприяє не тільки скороченню втрат при транспортуванні аміаку в конденсатор, але зменшенню часу запуску з неробочого періоду.

5. Запропоновано енергоощадний спосіб керування побутовим АХП однокамерного типу з НТО на прикладі моделі вітчизняного виробництва «Київ-410» АШ-160 в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища – від 8 до 35 °С.

Спосіб передбачає варіювання теплового навантаження в генераторі-термосифоні в трьох умовних діапазонах температур зовнішнього повітря: 8...15 °С; 16...27 °С; 28...35 °С.

При знижених температурах запропоновано позиційне регулювання з форсажним запуском в 150 Вт і подальшим переходом на 70 Вт. Показано, що це дозволить отримати економію теплової енергії до 36 %.

В середньому діапазоні помірних температур зовнішнього повітря пропонується працювати з постійно-змінним тепловим навантаженням: режим «очікування» – 40 Вт; «поточний» – 70 Вт. Економія теплової енергії – до 18 %.

У зоні підвищених температур зовнішнього повітря рекомендується застосовувати позиційний режим з базовим тепловим навантаженням 150 Вт. Економія теплової енергії – до 4 %.

У перших двох діапазонах рекомендується застосовувати «адіабатну» теплову ізоляцію. У зоні підвищених температур – теплову ізоляцію з мінімальним термічним опором, в нашому випадку – скловолокно, товщиною 4 мм.

Подача-відключення теплового навантаження на генераторі-термосифоні проводиться по заданому значенню температури в характерній точці ХК, а перехід з більшого навантаження на менше – за значенням температури на виході підйомної ділянки дефлегматора – 60...65 °С.

6. За результатами експериментальних досліджень проведена ідентифікація АХП як об'єкта керування в зоні знижених температур експлуатації та діапазонах теплових навантажень 0...70 Вт і 0...150 Вт, яка дозволить створити енергоощадні способи керуваннями реальними АХП даного класу.

РОЗДІЛ 4

ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ТА СПОСОБИ ЇХ ЕНЕРГООЩАДНОГО КЕРУВАННЯ

4.1. Енергоощадний спосіб керування АХП зі змінними умовами теплообміну на підйомній ділянці дефлегматора АХА

З урахуванням отриманих вище результатів розрахунку (розділ 2) і результатів експериментальних досліджень (розділ 3) був запропонований спосіб енергоощадного керування АХП при експлуатації в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища.

Розглянемо конструкцію АХА, що входить до складу АХП (рис. 4.1 – 4.3). АХА містить генератор-термосифон 1, виконаний з трубки малого діаметра – капіляра, з джерелом теплової потужності 2, наприклад, електронагрівачем, дефлегматор 3, змієвиковий теплообмінник розчинів 4, ректифікатор 5, повітряний конденсатор 6, трьохпоточний випарник 7, зрівнювальну магістраль парогазового контуру 8, змієвиковий абсорбер 9, ресивер міцного розчину 10, теплоізоляційний кожух генераторного вузла 11.

Трьохпоточний випарник 7 і абсорбер 9 пов'язані між собою й організують циркуляційний контур – парогазовий контур (ПГК).

АХА заповнюється ВАР з масовою концентрацією по аміаку 0,34...036 [7, 47,76], який повністю заповнює теплообмінник розчинів 4 і ректифікатор 5, а також частково (нижні частини) генератора-термосифона 1 й ресивера міцного розчину 10. Внутрішній обсяг АХА, що залишається, заповнений інертним газом, як правило, воднем [7, 47].

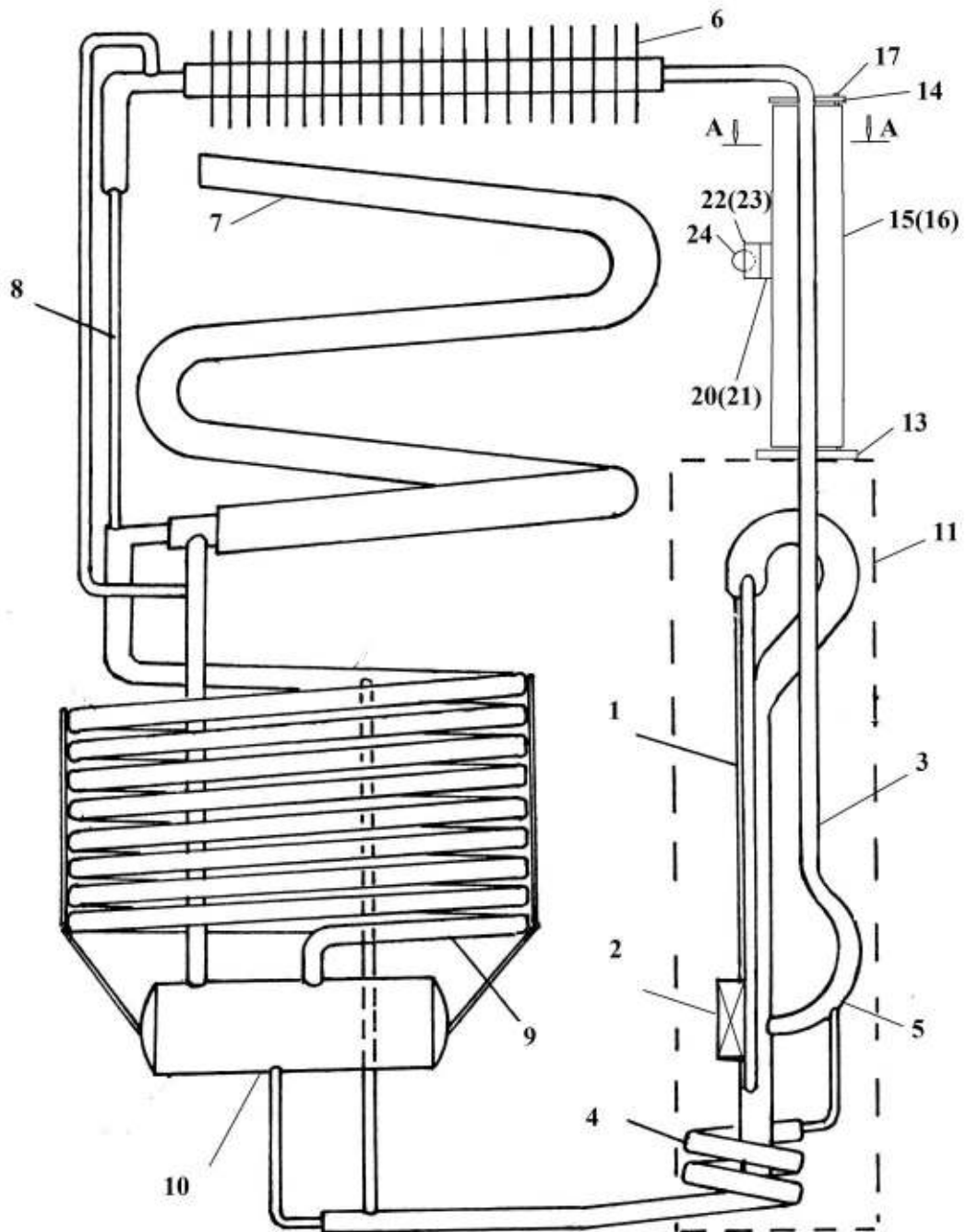


Рис. 4.1. Схема АХП: 1 – генератор-термосифон; 2 – електронагрівач; 3 – підйомна ділянка дефлегматора; 4 – РТР; 5 – ректифікатор; 6 – конденсатор; 7 – випарник; 8 – зрівнююча магістраль; 9 – абсорбер; 10 – ресивер ВАР; 11 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 13 і 14 – шайби кріплення додаткового кожуха; 15 і 16 – стулки додатково кожуха; 17 – вісь кріплення додаткового кожуха; 20 і 21 – напівовальні пластини; 22 і 23 – осі кріплення; 24 – сільфон

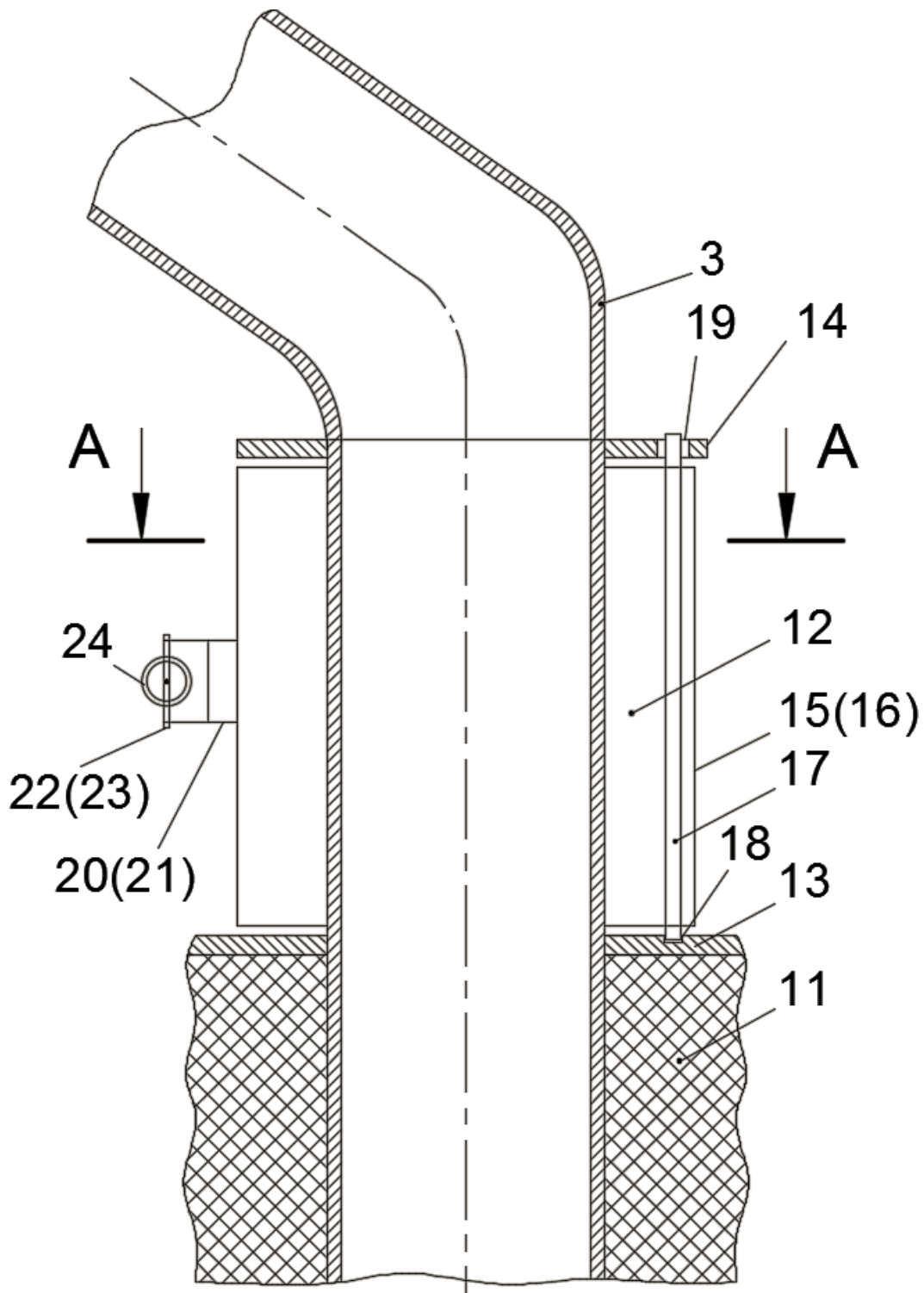


Рис.4.2. Схема підйомної ділянки дефлегматора з додатковим роз'ємним кожухом: 3 – підйомна ділянка дефлегматора; 11 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 13 і 14 – шайби кріплення додаткового кожуха; 15 і 16 – стулки додатково кожуха; 17 – вісь кріплення додаткового кожуха; 18 – паз для вісі; 19 – отвір для вісі; 20 і 21 – напівовальні пластини; 22 і 23 – вісі кріплення; 24 – сиффон

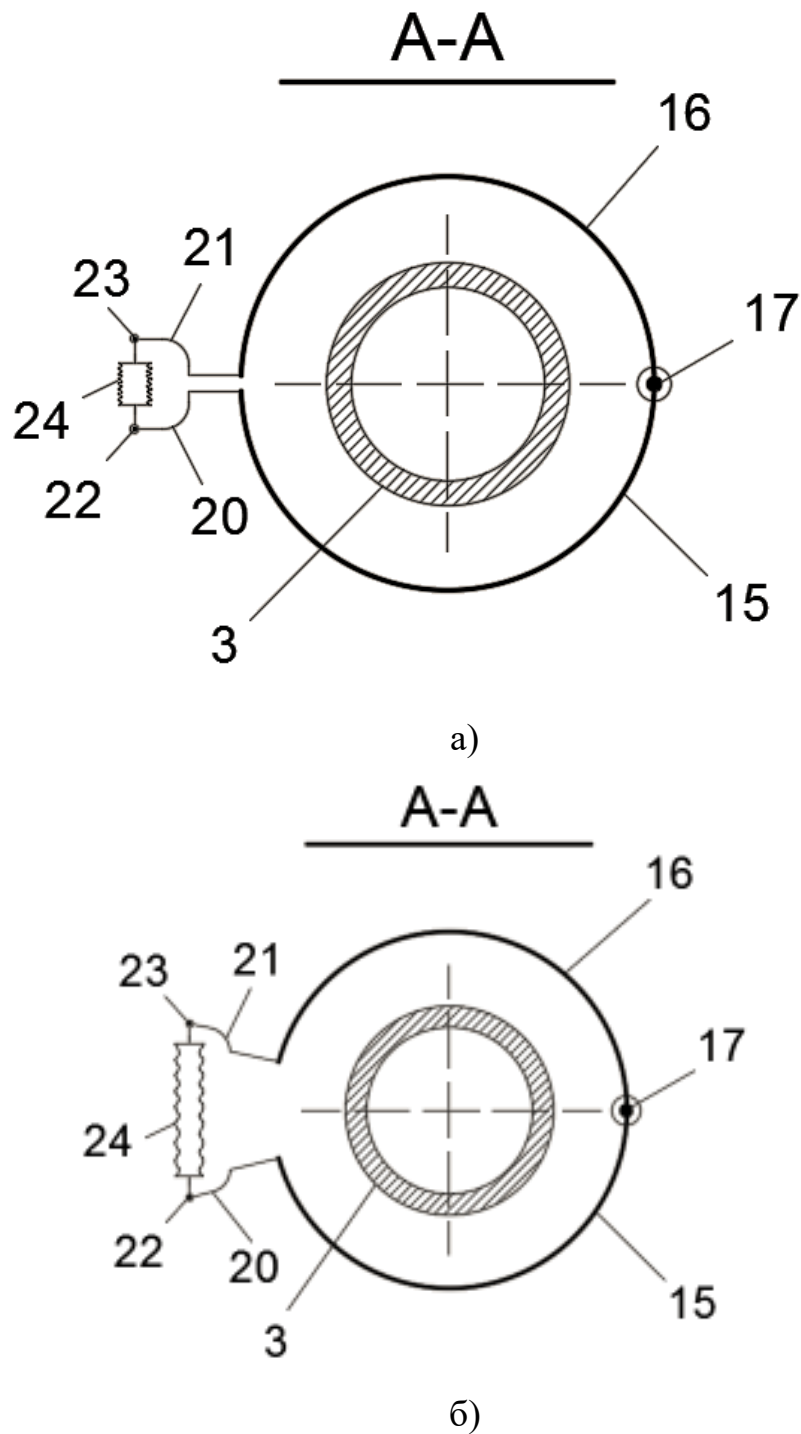


Рис. 4.3. Перерізи підйомної ділянки дефлегматора з додатковим роз'ємним кожухом: а) «адіабатні» умови; б) максимальна інтенсивність теплообміну на поверхні дефлегматора; 3 – підйомна ділянка дефлегматора; 15 і 16 – стулки додаткового кожуха; 17 – вісь кріплення додаткового кожуха; 20 і 21 – напівовальні пластини; 22 і 23 – вісі кріплення; 24 – сільфон

На підйомній ділянці дефлегматора 3 крім традиційного [7, 47] теплоізоляційного покриття 11 встановлений додатковий роз'ємний кожух 12. Кожух 12

розташовують на прямолінійній ділянці дефлегматора зверху основного теплоізоляційного покриття 11, а кріпиться він на підйомній ділянці дефлегматора 3 за допомогою двох жорстко закріплених на стінці дефлегматора 3 шайб – нижньої 13 і верхньої 14. Роз'ємний кожух 12 складається з двох напівциліндрів-стулок 15 і 16, один край яких закріплений на загальній вертикальній вісі 17 (по типу дверної петлі) з можливістю переміщення відносно неї. Вісь 17 встановлюється в паз 18 нижньої шайби 13 і наскрізний отвір 19 верхньої шайби 14.

На протилежному краї напівциліндричних панелей 15 і 16 в середній їх частині жорстко закріплені півовальні пластини 20 і 21, на іншому кінці яких встановлені вертикальні вісі 22 і 23. До осей 22 і 23 кріпляться торцеві поверхні горизонтально встановленого сильфона 24.

Сильфон (від англ. фірмової назви Sylphon) – пружна одношарова або багатшарова гофрована оболонка з металевих, неметалевих і композиційних матеріалів, що зберігає міцність й герметичність при багатоциклових деформаціях стиску, розтягання, вигину і їх комбінацій під впливом внутрішнього або зовнішнього тиску, температури й механічних напружень [77].

Сильфон 24 частково заповнюється легкокіплячою рідиною, яка змінює тиск в його внутрішньому обсязі при зміні температури повітря навколишнього середовища. При зміні ж внутрішнього тиску відбувається переміщення і торцевих поверхонь сильфона 24.

АХП, за запропонованим способом автоматичного керування, працює наступним чином.

При підведенні теплового навантаження до джерела 2 відбувається випаровування міцного ВАР в нижній частині генератора-термосифона 1. Утворені бульбашки пари за рахунок підйомної сили виштовхують частки рідкої фази в верхню частину генератора термосифона 1. В динамічній рівновазі по висоті підйомної частини генератора-термосифона 1 утворюється парорідинний стовп, який у верхній частині розділяється на пару і рідину. Рідина являє собою ВАР, збіднений за аміаком або «слабкий» ВАР, а пара – парову ВАС, що складається переважно з пари аміаку.

Рідкий слабкий ВАР стікає в вертикальну ділянку U-подібного коліна, нижня частина якого проходить через теплообмінник 4, а друга вертикальна ділянка виходить в верхню частину абсорбера 9. U-подібне коліно призначене для подачі слабого ВАР з генератора-термосифона 1 в абсорбер 9 з охолодженням за рахунок теплообміну в теплообміннику 4 з міцним розчином і повітрям навколишнього середовища між виходом з теплообмінника 4 та входом в верхню частину абсорбера 9.

Парова ВАС в режимі барботування проходить через ректифікатор 5 і направляється в дефлегматор 3. У ректифікаторі 5 парова ВАС при контакті з міцним ВАР частково очищується від пари води з одночасним нагріванням потоку ВАР теплом фазового переходу перед надходженням в генератор-термосифон 1.

Наявність ректифікатора 5 в конструкції АХА дозволяє підвищити енергетичну ефективність АХП за рахунок попереднього нагріву міцного ВАР скидним теплом ректифікації.

У початковий період роботи АХА (в режимі запуску) дефлегматор 3 заповнений інертним газом, і паровий потік ВАС повинен відтіснити його в конденсатор 6 та далі, через зрівняльну магістраль 8, в випарник 7.

В динамічній рівновазі в розрахункових режимах роботи АХА пограничний фронт, що розділяє потік пари і інертного газу, знаходиться на кінцевій ділянці (на рис 4.1 зліва) конденсатора 6. Положення фронту залежить від динамічного напору парового потоку, що виходить з ректифікатора 5.

У свою чергу динамічний напір парового потоку ВАС залежить не тільки від кількості пари, що генерується, а й від температурних умов проходження потоку через дефлегматор 3 і конденсатор 6. Так, наприклад, при низькій температурі повітря навколишнього середовища температурний напір між потоком ВАС і зовнішнім повітрям зростає, тому процес очищення парової суміші буде проходити на нижніх (початкових) ділянках дефлегматора 3.

У верхню ж частину дефлегматора 3 буде надходити вже чистий аміак, частина якого буде конденсуватися на стінках дефлегматора 3 і стікати назад в

ректифікатор 5. Такі втрати чистого аміаку в процесі транспортування при низькій температурі зовнішнього повітря приведуть і до зниження холодопродуктивності випарника 7, а також до зниження енергетичної ефективності АХП в цілому.

В конденсаторі 6 пара аміаку зріджується з відведенням теплоти фазового переходу в навколишнє середовище. Рідкий аміак стікає через U-подібне коліно в верхню частину трьохпоточного випарника 7.

U-подібне коліно заповнене рідким аміаком і виконує роль стабілізатора подачі рідини в випарник. Внутрішній об'єм U-подібного коліна при проектуванні АХА підбирають таким чином, щоб забезпечити задану розрахункову різницю масових концентрацій (зону дегазації [7, 8]) в слабкому і міцному ВАР.

Трьохпоточний випарник виконує функції і джерела холоду, і трьохпоточного теплообмінника [1]. Процес виробництва холоду супроводжується попереднім переохолодженням і рідкого аміаку, і інертного газу перед початком випаровування.

З верхньої частини випарника 7 попередньо переохолоджений рідкий аміак стікає в гравітаційному режимі в нижню його частину. У верхню частину випарника 7 надходить і попередньо охолоджений потік інертного газу. При контакті рідкого аміаку та інертного газу виникає процес випаровування, який обумовлений різницею парціальних тисків пари аміаку у стінки (на поверхні струменя, що стікає) і в потоці.

На початку процесу випаровування різниця парціальних тисків максимальна і фазовий перехід відбувається при мінімальних температурах (в сучасних АХА при мінус 30... мінус 25 °С [94]).

Парогазова суміш (ПГС), що утворюється в процесі випаровування аміаку і водню, має велику щільність в порівнянні з щільністю ПГС, що заповнює внутрішній обсяг абсорбера 9 і ресивера 10. За рахунок різниці густини, що виникає, відбувається формування потоку ПГС між випарником 7 і абсорбером 9, а процес випаровування відбувається в режимі прямотока рідкого аміаку, що стікає, й ПГС. Режим прямотока при випаровуванні відбувається з ростом парціа-

льного тиску аміаку в потоці і, відповідно, з ростом температури фазового переходу. Таким чином, у верхній частині випарника мають місце мінімальні температури охолодження, а у верхній частині – максимальні.

У розрахункових режимах роботи АХП рідкий аміак повинен повністю випаруватися в середу інертного газу при течії по випарнику 7.

Насичена аміаком ПГС надходить в нижню частину абсорбера 9, звідки витісняє чистий водень в верхню частину випарника 7.

В абсорбері 9 насичена ПГС вступає в контакт зі струмком рідкого слабого ВАР, що протікає з верхньої частини по всіх гілках змійовика в ресивер міцного ВАР 10. При контакті ПГС і слабого ВАР, збідненого по аміаку, виникає дифузний потік пари аміаку з ПГС в ВАР. У рідкому слабкому ВАР відбувається процес поглинання (абсорбції) пари аміаку до стану насичення міцного ВАР. Процес супроводжується виділенням теплоти, яка відводиться в навколишнє середовище.

Очищений від аміаку потік ПГС витісняється у верхню частину випарника 7, а міцний ВАР через ресивер міцного розчину 10, теплообмінник розчинів 4 і ректифікатор 5 направляється до генератора-термосифону 1. Далі цикл повторюється.

Сучасні АХП тропічного і помірного кліматичного виконання мають тільки теплоізоляційний кожух 11, що частково закриває підйомну ділянку дефлегматора 3.

У верхній частині дефлегматора 3 залишають нетеплоізольовану відкриту ділянку. Вважається, що це дозволяє провести більш повне очищення парової ВАС від пари води в умовах експлуатації АХП при підвищених температурах зовнішнього повітря. У тропічних умовах розрахункова температура зовнішнього повітря 43 °С, а в зоні помірного клімату – 32 °С [22].

Якщо АХП передбачається довести до класу SN*, то нижня розрахункова температура повітря становить 10 °С.

У цьому випадку, як було показано в розділах 2 і 3, буде мати місце інтенсивний теплообмін між нетеплоізольованою ділянкою дефлегматора і зовніш-

нім повітрям, який призведе до втрат аміаку при транспортуванні по дефлегматору 3.

Завдання зниження втрат при низькій температурі зовнішнього повітря можна досить просто вирішити за рахунок встановлення додаткової теплової ізоляції по всій довжині дефлегматора 3.

Однак, при роботі АХП в умовах підвищених температур зовнішнього повітря такий повністю теплоізований дефлегматор не забезпечить достатній ступінь очищення парової ВАС, і для повного очищення ВАС теплоізоляцію на верхній ділянці потрібно знімати.

Очевидно, що процес «встановлення-зняття» додаткової теплоізоляції в побуті вкрай незручний і не відповідає світовим тенденціям розвитку техніки, коли передбачається мінімальна участь користувача в процесі управління побутовими приладами.

Для вирішення цієї суперечності було запропоновано оригінальний рухливий кожух верхньої ділянки дефлегматора 3, здатний змінювати умови теплообміну на зовнішній поверхні дефлегматора 3 при зміні температури повітря навколишнього середовища в автоматичному режимі без участі користувача побутової техніки.

В основі нового способу управління АХП лежить ефект зміни обсягу сільфона 24 при зміні внутрішнього тиску.

Внутрішній тиск в сільфоні 24 залежить від температури насичення рідини, що частково заповнює сільфон 24, яка, в свою чергу, визначається температурою зовнішнього повітря.

Додатковий кожух на дефлегматорі 3 виконаний у вигляді коаксіального циліндра з повітряною порожниною в міжтрубному просторі.

Передбачено два режими роботи додаткового кожуха дефлегматора 3:

- а) «адіабатний», з повністю закритим міжтрубним простором;
- б) «відкритий», з доступом зовнішнього повітря у внутрішню порожнину.

Тут термін «адіабатний» передбачає не повну відсутність теплообміну стінки дефлегматора 3 з навколишнім середовищем, а лише мінімально можливо.

Міжтрубний проміжок виконується з урахуванням рекомендацій [23] – при товщині проміжку повітряного прошарку, що дорівнює не менше 5 мм – конвекція повністю відсутня і процес передачі тепла здійснюється в режимі теплопровідності.

Термічний опір повітряного проміжку товщиною 5 мм на рівні температур 70 °С становить 0,17 (К·м²)/Вт. Термічний опір відкритої ділянки дефлегматора 3 з урахуванням конвективної і променевої складових сумарного коефіцієнта теплообміну буде лежати в діапазоні 0,067...0,110 (К·м²)/Вт. Сумарний термічний опір процесу передачі тепла через додатковий кожух дефлегматора 3 буде не менше ніж 0,40 (К·м²)/Вт, тобто майже в 4 рази більше, ніж в разі відкритої ділянки.

Оціночні розрахунки показали, що тепловий потік на ділянці дефлегматора довжиною 0,20 м і різниці температур в 60 °С складе 0,15 Вт, тобто при типовому тепловому навантаженні дефлегматора АХА в 12...15 Вт [95] можна говорити про практично адіабатний режим у верхній частині – в зоні установки додаткового кожуха.

Рух стулок 15 і 16 кожуха забезпечується наявністю загальної вісі 17 і сильфоном 24. На рис. 4.3 а показаний кожух в «адіабатному» режимі роботи, а на рис. 4.3 б – у «відкритому» режимі.

«Адіабатний» режим роботи сильфона реалізується при мінімальній температурі зовнішнього повітря, наприклад, для АХП виконання SN* це 10 °С [22].

При збільшенні температури зовнішнього повітря збільшується і температура насичення легкозакипаючої рідини, що частково заповнює сильфон 24 і, відповідно, тиск насичення. Зростання внутрішнього тиску викликає переміщення торцевих стінок сильфона 24, які через вісі 22 і 23 призводять до переміщенню стулок 15 і 16 додаткового кожуха.

При проектуванні сильфона 24 в частині жорсткості, розмірів конструкції і типу легкозакипаючої рідини слід передбачити як «адіабатний» режим повністю закритого кожуха, так і режим максимального відкриття при експлуатації в умовах підвищених температур зовнішнього повітря.

При проміжних значеннях температур зовнішнього повітря сильфон 24 повинен забезпечувати частковий перехід повітря у внутрішній обсяг кожуха.

Таким чином, запропонована конструкція АХА з додатковим теплоізоляційним кожухом на підйомній ділянці дефлегматора 3 дозволить в автоматичному режимі (без участі користувача) забезпечувати максимально ефективні режими очищення та транспортування пари аміаку через дефлегматор 3 в конденсатор 6 в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 10 °С до 32 °С в зоні помірного клімату, тобто в даному випадку можна говорити про енергоощадний спосіб керування побутовим АХП.

Очевидно, що запропонований спосіб керування може бути перенесений і на інші кліматичні виконання побутового АХП.

4.2. Енергоощадний спосіб керування АХП з двопозиційним режимом охолодження підйомної ділянки дефлегматора

Наведений вище спосіб енергоощадного керування АХП може бути ефективно використаний в самих різних умовах експлуатації, в тому числі і при роботі з неелектричними джерелами теплової енергії.

Разом з тим, запропонований спосіб керування не може забезпечити у всіх умовах експлуатації максимального збереження тепла на підйомній ділянці дефлегматора в неробочий період АХА. Така можливість, як було зазначено вище в 3 розділі, дозволяє істотно скоротити час пускового періоду за рахунок інтенсивного витіснення інертного газу з прогрітої ділянки дефлегматора в конденсатор і далі в ПГК.

Положення регулюючого елемента – сильфона жорстко зав'язано з температурою навколишнього середовища і повне закриття кожуха має місце тільки в

«адіабатному» режимі роботи дефлегматора в умовах знижених температур повітря.

В інших умовах експлуатації теплоізоляційний кожух відкритий в більшій чи меншій мірі. Приплив зовнішнього повітря у внутрішню порожнину кожуха сприяє охолодженню корпусу дефлегматора в неробочий період АХА.

Пропонується мінімізувати витрати теплової енергії в генераторі-термосифоні АХА на початковий прогрів дефлегматора за рахунок максимально можливого збереження внутрішньої енергії матеріалом корпусу труби дефлегматора в неробочий період.

Для вирішення такого завдання пропонується повністю блокувати прохід зовнішнього повітря до стінок дефлегматора в неробочий період АХП, тобто забезпечити як би «квазіадіабатні» умови на зовнішній поверхні дефлегматора.

В робочий період буде забезпечений максимальний теплообмін зовнішнього повітря зі стінкою дефлегматора.

Таким чином, пропонується своєрідний «двопозиційний» режим роботи дефлегматора.

Для реалізації таких режимів роботи дефлегматора будуть потрібні електромагніти і, відповідно, джерело електричної енергії.

Щоб не втратити автономності при експлуатації і не залежити від зовнішніх джерел, можна отримати електричну енергію за допомогою термоелектричного генератора вітчизняного виробництва [111].

Необхідний перепад температур можна знайти і в самому АХП, наприклад, між генератором і ХК [39].

Конструкція для реалізації запропонованого способу енергощадного керування приведена на рис. 4.4.

Нижня частина підйомної ділянки дефлегматора закрита теплоізоляційним кожухом генераторного вузла 1. На вертикальному дефлегматорі 2 жорстко закріплені два диски 3 і 8, які є, відповідно, нижньою і верхньою основами стаціонарного (основного) циліндричного кожуха дефлегматора 4.

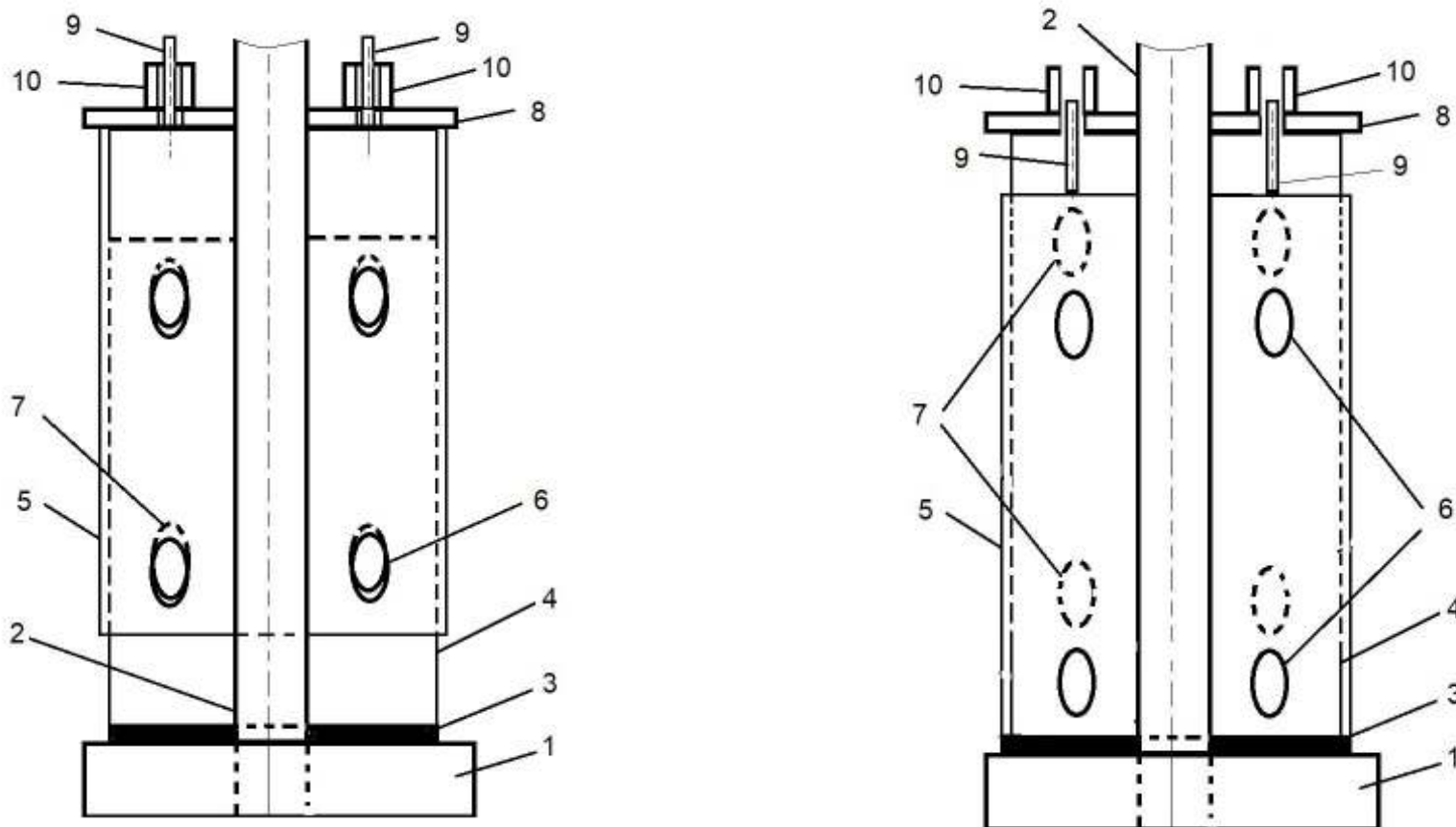


Рис.4.4. Спосіб енергоощадного керування з двопозиційним становищем теплоізоляційного кожуха підйомної ділянки дефлегматора:

а) робочий стан АХП; б) неробочий стан АХП; 1 – основний теплоізоляційний кожух генераторного вузла; 2 – вертикальний дефлегматор; 3 – нижня частина основного кожуха дефлегматора; 4 – основний кожух дефлегматора; 5 – рухливий кожух дефлегматора; 6 – отвори рухомого кожуха для проходу повітряного потоку; 7 – отвори основного кожуха для проходу повітряного потоку; 8 – верхня основа основного кожуха дефлегматора; 9 – металеві штирі рухомого кожуха; 10 – електромагніти

Верхня основа 8 має отвори з електромагнітами 10.

На основний кожух 4 аксіально надітий, з можливістю вертикального переміщення, рухливий кожух 5 дефлегматора.

На верхній кромці рухомого кожуха 5 жорстко закріплені металеві штирі 9 співвісно отворів у верхній основі 8.

У бічних циліндричних поверхнях стаціонарного 4 і рухомого кожуха 5 є отвори для проходу повітря, відповідно, 7 і 6. Висота рухомого кожуха 5 і висота металевих штирів 9 підбирається таким чином, щоб забезпечити співвісність отворів для проходу повітря 6 і 7 при верхньому крайньому положенні рухомого кожуха 5 (в робочому режимі АХП) і повне їх закриття в неробочий період АХП.

Робота елементів теплоізоляційного кожуха дефлегматора здійснюється наступним чином. В робочий період АХП на електромагніти 10 подається електрична напруга і вони втягують в отвори основи 8 металеві штирі 9, що жорстко закріплені на верхній кромці рухомого кожуха 5.

Рухомий кожух 5 фіксується в крайньому верхньому положенні. Отвори 6 і 7 стають співвісно (рис. 4.4. а) і забезпечують доступ повітря до теплорозсіюючих поверхонь підйомної ділянки дефлегматора.

У неробочий період подача електричної напруги на електромагніти 10 припиняється і рухливий кожух 5, за рахунок своєї ваги, спускається на нижню основу 3 (рис. 4.4 б).

Співвісність при цьому втрачається. Подача повітря до стінок дефлегматора блокується. У такому положенні забезпечується максимально можливий термічний опір процесу теплообміну стінок дефлегматора і повітря навколишнього середовища.

При включенні теплового навантаження на генератор-термосифон, подається і електрична напруга на електромагніти 10. Вони втягують в отвори верхньої основи 8 металеві штирі 9 рухомого кожуха 5 і цикл роботи повторюється.

Таким чином пропонована конструкція дозволить максимально зберегти внутрішню енергію матеріалу стінок дефлегматора і зменшити витрати теплової енергії під час пускового періоду АХП.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі були розроблені, теоретично і експериментально обґрунтовані способи удосконалення режимних параметрів генераторів АХП, в частині підвищення їх енергетичної ефективності при роботі в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища.

Відповідно до цього були вирішені поставлені завдання і отримані наступні результати.

1. Виконано літературно-патентний аналіз сучасного стану розробок і досліджень генераторних вузлів АХП і визначені найбільш перспективні напрямки досліджень з енергозбереження:

а) вдосконалення модельних уявлень про реальні процеси тепломасообміну в дефлегматорі АХА;

б) розробка способів ефективного транспортування пари аміаку через дефлегматор при роботі в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища.

2. Розроблено математичну модель процесів тепломасообміну підйомної ділянки дефлегматора АХА для стаціонарних і перехідних процесів, що враховує особливості теплообміну стінки дефлегматора з повітрям навколишнього середовища в широкому діапазоні температур (від 10 °С до 32 °С) і наявність процесу дифузії при конденсації водяної пари з парової ВАС.

Моделювання теплових режимів дефлегматора проведено як для відкритої поверхні стінки дефлегматора, так і для закритої тепловою ізоляцією («адіабатне» наближення).

Була відзначена значна розрахункова різниця температур (від 10 до 36 °С) між потоком ВАС і стінкою дефлегматора в усіх режимах експлуатації. Цей результат отримано вперше і його слід враховувати при регулюванні теплового навантаження в генераторі-термосифоні по температурі в характерній точці дефлегматора.

Розрахунки також показали, що для зниження втрат при транспортуванні пари аміаку в конденсатор, теплова ізоляція на підйомній ділянці дефлегматора

доцільна тільки при низькій температурі повітря навколишнього середовища (10...17 °С) в діапазоні теплових навантажень генератора-термосифона 70...150 Вт.

3. З урахуванням ряду припущень, вперше, була сформульована крайова задача для процесу теплообміну в зоні підведення тепла до генератора-термосифона, що дозволяє зробити висновок про наявність енергоощадного режиму кипіння ВАР.

4. Виконано комплекс експериментальних досліджень АХП типу «Київ-410» АШ-160 вітчизняного виробництва в діапазоні режимних параметрів:

- а) теплове навантаження генератора-термосифона 60...150 Вт;
- б) температура повітря навколишнього середовища 8...35 °С.

Дослідження проведені для умов, що моделюють різні умови теплообміну з навколишнім середовищем підйомної ділянки дефлегматора АХА: «адіабатний» режим; штатний режим (без теплової ізоляції); проміжний – з мінімальною тепловою ізоляцією.

5. Експериментальні дослідження показали приємну, для інженерного проектування, збіжність результатів моделювання і реальних характеристик, на прикладі температурних полів стінки дефлегматора. Така збіжність дозволяє припустити про достовірність результатів моделювання в частині визначення реальної температури потоку по температурі стінки, яка може досягати 36 °С.

6. На основі аналізу результатів моделювання і експериментальних досліджень показано, що невелика кількість води, до 4 %, не робить помітного впливу на рівень температур охолодження в ХК побутового АХП типу «Київ-410» АШ-160.

7. Встановлення теплової ізоляції по всій підйомній ділянці дефлегматора АХА сприяє не тільки скороченню втрат при транспортуванні аміаку в конденсатор, але й зменшенню часу запуску з неробочого періоду.

8. Запропоновано енергоощадний спосіб керування побутовим АХП однокамерного типу з НТО на прикладі моделі вітчизняного виробництва «Київ-410» АШ-160 в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середо-

вища – від 8 до 35 °С. Спосіб передбачає варіювання теплового навантаження в генераторі-термосифоні в трьох умовних діапазонах температур зовнішнього повітря: 8...15 °С; 16...27 °С; 28...35 °С.

При знижених температурах запропоновано позиційне регулювання з форсажним запуском у 150 Вт і подальшим переходом на 70 Вт (економію теплової енергії до 36 %).

В середньому діапазоні помірних температур зовнішнього повітря пропонується працювати з постійно-змінним тепловим навантаженням: режим «очікування» – 40 Вт; «робочий» – 70 Вт (економія теплової енергії до 18 %).

У зоні підвищених температур зовнішнього повітря рекомендується застосовувати позиційний режим з базовим тепловим навантаженням 150 Вт (економія теплової енергії до 4 %).

У перших двох діапазонах рекомендується застосовувати «адіабатну» теплову ізоляцію. У зоні підвищених температур – теплову ізоляцію з мінімальним термічним опором, в нашому випадку – скловолокно, товщиною 4 мм.

Подача-відключення теплового навантаження на генераторі-термосифоні проводиться по заданому значенню температури в характерній точці ХК, а перехід з більшого навантаження на менше – за значенням температури на виході підйомної ділянки дефлегматора – 60...65 °С.

9. З використанням результатів експериментальних досліджень проведена ідентифікація АХП як об'єкта керування в зоні знижених температур експлуатації та діапазонах теплових навантажень 0...70 Вт і 0 ... 150 Вт, яка дозволить створити автоматизовані енергоощадні способи керування реальними АХП даного класу.

10. Запропоновані оригінальні конструкції підйомної ділянки дефлегматора АХА, що здатні змінювати умови теплообміну на зовнішній поверхні при зміні температури повітря навколишнього середовища в автоматичному режимі без участі користувача.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абсорбционный холодильник: пат. 19328 Україна: МПК5 F25B15/10. № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. №6.
2. Абсорбционно-диффузионный холодильный агрегат и способ его работы: пат. №2053462 Российская Федерация: МПК6 F25B15/10. № 92007697/06; заявл. 07.12.92; опубл. 27.01.96, Бюл. № 3.
3. Аль Набулси Башар Самир. Методы и модели рационального конструирования бытовых холодильников с абсорбционно-диффузионными холодильными агрегатами (АДХА) с применением теплопередающих панелей: дис... канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. холоду, Одеса, 1995. 129 с.
4. А.с. 613170 СССР Генератор АДХА. МКИ2 F25B15/10. Генератор АДХА / В. М. Янченко, Э. А. Казаков, В. А. Богомолов, М. И. Прохоров. – № 2420990/23–06 ; заявл. 17.11.76 ; опубл. 30.06.78, Бюл. № 24.
5. А.с. 1002759 СССР, МКИ³ F25B 33/00, F25B15/10. Генератор АДХА / Л. И. Морозюк, Н. Ф. Хоменко, В. К. Шпилевой, Г. М. Олифер. – № 3361701/23–06 ; заявл 07.12.79 ; опубл. 03.12.81, Бюл. № 13.
6. А.с. 1615493 СССР, МПК⁵ F25B15/10. Абсорбционный диффузионный холодильный агрегат / С. В. Яровой, А. М. Пилипенко, Л. И. Морозюк. – № 4632877/23–06; заявлено 06.01.89; опубл. 21.12.90, Бюл. №47.
7. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. Рязань: Узоречье, 2005. 860 с.
8. Бадылькес И. С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. М.: Пищевая пром-сть, 1966. 356 с.
9. Вагин А. В., Руссо В. Е., Шатров Ю. М. ХОЛТ – новый класс холодильной техники. Холодильная техника. 1999. № 1. С. 9—11.
10. Вагин А. В., Зверьков В. П., Руссо В. Е. Новая система терморегулирования бытовой холодильной техники класса ХОЛТ. Холодильная техника. 1999. № 9. С. 28—30.

11. Васи́лив О. Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. ...канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. харчових технологій, Одеса, 1998. 228 с.
12. Васи́лив О.Б., Титлов А.С., Холодков А.О. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 54(1). С. 7-18.
13. Галимова Л. В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. 226 с.
14. Генератор абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата: пат. 2055279 Российская Федерация: МПК6 F25B33/00. № 4875053/06; заявл. 17.10.90; опубл. 27.02.96, Бюл. № 6.
15. Генераторные модули URL: <http://www.kryotherm.ru/ru/index.phtml?tid=47>. (дата звернення: 28.05.2017).
16. Гультияев, А.К. Matlab 5.2. имитационное моделирование в среде Windows. СПб.: КОРОНА Принт, 1999. 288 с.
17. Данилов Р. Л., Турецкий В.М. Исследования коэффициента теплоотдачи при дефлегмации водоаммиачных паров. Холодильная техника. 1974. № 11. С. 36—39.
18. Делигоз Д. Г., Смирнов Г.Ф., Коба А.Л. Математическая модель температурных режимов бытовых холодильников и термокамер. Холодильная техника и технология. 1998. № 58. С. 36—39.
19. Делигоз Д. Г., Смирнов Г.Ф. Теоретический анализ тепловых режимов бытовых холодильников с теплопередающими панелями. Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. 1999. № 1. С. 23—26.
20. Дорошенко А. В., Глауберман М. А. Альтернативная энергетик. Солнечные системы теплоснабжения. Одесса: Одесск. нац. ун-т им. И.И. Мечникова, 2012. 447 с.
21. Дорошенко А.В., Гончаренко В.А. Разработка многофункциональных солнечных систем на основе теплоиспользующего абсорбционного цикла и тепло-

- массообменных аппаратов с подвижной насадкой. Холодильна техніка та технологія. 2015 № 51(1). 35—46.
22. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Чинний від 1995-07-20]. Вид. офіц. К.: Держстандарт України, 1996. 22 с.
23. Дульнев Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М.: Высш. шк., 1984. 247 с.
24. Емельянов Р. В., Третьяков Н.П. Исследование движения парогазовой смеси в абсорбционно-диффузионных холодильных машинах. Холодильная техника. 1974. № 10. С. 32—35.
25. Завертаний В. В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. холоду, Одеса, 1995. 223 с.
26. Заторский А. А. Алгоритм расчета параметров узловых точек циклов абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. № 8. С. 18—19.
27. Иванов О. П., Мамченко В.О. Уравнение для нахождения теплофизических свойств воды и некоторых хладагентов в зависимости от температуры. Холодильная техника. 1977. № 3. С. 32—33.
28. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 360 с.
29. Интенсификация тепло-и массообмена на макро-, микро и наномасштабах / Б. В. Дзюбенко та ін.; М: ФГУП "ЦНИИАТОМИНФОРМ", 2008. 520 с.
30. Исаченко В. П., Самазлова Ф. Местная теплоотдача и режимы теплообмена при конденсации пара в трубах. Труды МЭИ. 1978. № 364. С. 28—33.
31. Іщенко І. М., Тітлов О.С. Моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин. Наукові праці ОНАХТ. 2009. № 36. Т.2. С. 263—266.

32. Ищенко И. Н., Титлов А.С., Осадчук Е.А. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата. Харчова наука і технологія. 2010. № 4. С. 80—83.
33. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Моделирование процессов тепло- и массообмена в противоточном змеевиковом абсорбере. Харчова наука і технологія. – 2010. № 3. С. 125—128.
34. Ищенко И. Н., Титлов А.С., Олифер Г.М. Результаты экспериментальных исследований абсорбционных холодильных приборов, работающих в климатических условиях класса SN*. Харчова наука і технологія. 2010. № 4. С. 100—103.
35. Ищенко И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов. Наукові праці ОНАХТ. 2010. № 38. Т.2. С. 393—405.
36. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Моделирование режимов работы испарителя абсорбционного холодильного агрегата (АХА). Харчова наука і технологія. 2011. № 1(14). С. 102—106.
37. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Анализ влияния давления в системе на процессы тепломассообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата. Харчова наука і технологія. 2012. № 4 (21). С. 108—112.
38. Ищенко І. М., Тітлов О.С. Сучасний стан досліджень тепло- і масообміну в деяких елементах абсорбційних холодильних агрегатів. Темат. сб. наук. праць «Обладнання та технології харчових виробництв». 2012. Вип.29. Т.1. С. 94—101.
39. Ищенко И.Н. Усовершенствование режимных параметров водоаммиачных абсорбционных холодильных агрегатов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.14 / Одеська нац. акад. харчових технологій, Одеса, 2013. 178 с.
40. Ищенко І.М. Розробка нових енергозберігаючих способів управління холодильника з ВАХА, працюючого в широкому діапазоні температур

- накопишнього середовища. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип.45. Т.1. С. 56—61.
41. Калинин Э. К., Дрецер Г. А., Ярмо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 200 с.
42. Кафаров В.В., Полуэктов Н.Г., Свинухов А.Г. Исследование гидродинамики течения по шероховатой поверхности. Жур. прикладной химии. 1978. Т. 51. № 5. С. 1082—1087.
43. Кириллов В.Х., Зуб В.В., Титлов А.С., Ширшков А.К. Компьютерное моделирование физических и технологических процессов. Теория, алгоритмы, программы. Одесса: Издательство ВМВ, 2016. 565 с.
44. Котельников А. В., Янченко В.М., Казаков Э.А. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины. Холодильная техника. 1978. № 1. С.29—31.
45. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. М.: Мир, 1983. 512 с.
46. Ксенофонтова Т. С., Маркив Э.Я., Поляков Д.А., Ходаковская Т.А. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника. Холодильная техника. 1986. № 11. С. 31—33.
47. Лепав Д. А. Ремонт бытовых холодильников: справочник. М. : Легпромбытиздат, 1989. 304 с.
48. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высш. шк., 1967. 600 с.
49. Маак В., Эккерт Г. Ю., Кошпен Ж. Л. Учебник по холодильной технике. М.: Изд-во Московского университета, 1998. 1142 с.
50. Мазур А. В. Повышение энергетической эффективности тепловых процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления: дис... канд. техн. наук: 05.13.07 / Одес. нац. акад. харчових технологій, Одеса, 2006. — 211 с.
51. Мазур А. В., Хобин В.А. Современные принципы автоматического управления тепловыми процессами пищевых технологий. Харчова наука і технологія. 2008. № 1. С. 48—51.

52. Маньковський О. Н., Толчинський А. Р., Александров В. М. Теплообменная аппаратура химических производств. Л.: Химия, 1976. 336 с.
53. Мартынюк (Холодков) А. О., Проць Р.Н., Титлов А.С. Разработка схемных и конструктивных решений абсорбционных холодильных приборов, способных обеспечить необходимые температурные режимы хранения при работе с альтернативными и возобновляемыми источниками тепловой энергии. Наукові праці ОНАХТ. 2011. Вип. 39. Т.1. С. 128—136.
54. Мирмов И.Н., Мирмов Н.И. Использование солнечной энергии и вторичных источников теплоты для получения холода. Холодильная техника. 2011. № 9. 44—48.
55. Михайлов Я. В. О регулировании температуры домашнего холодильника "Север-6". Холодильная техника. 1971. № 4. С. 19—20.
56. Морозюк Л. И. Совершенствование генераторов и парогазовых циркуляционных контуров абсорбционно-диффузионных холодильных машин: дис. ...канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеський ін-т низькотемпературної техніки та енергетики, Одеса, 1989. 172 с.
57. Морозюк Л. И., Пащенко А.В. Основы функционального проектирования термосифонных насосов абсорбционно-диффузионных холодильных машин (часть 1). Холодильная техника и технология. 2000. № 65. С. 66—71.
58. Морозюк Л. И., Пащенко А.В. Определение конструктивных характеристик термосифонных насосов абсорбционно-диффузионных холодильных машин (Часть 2). Холодильная техника и технология. 2000. № 66. С. 51—55.
59. Морозюк Л.И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования. Холодильна техніка та технолоґія. 2014. № 5. 23-29.
60. Низькопотенційна енергетика /А. О. Редько та ін.; Харків: ТОВ "Друкарня Мадрид", 2016. 412 с.
61. Никитин, В. М. Расчет процесса конденсации из движущейся парогазовой смеси на горизонтальной пластине. Изв. вузов. Энергетика. 1983. 8. С.103—107.

62. Николаенко Ю. Е., Сергеенко Ю.М. Холодильный агрегат с двумя термосифонами. Холодильная техника. 1989. № 12. С. 21—24.
63. Осадчук Е.А., Холодков А.О. Анализ современного состояния исследований и разработок генераторов абсорбционных холодильных агрегатов. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнарод. науч.-техніч. конф. (12-14 жовтня 2016 року, Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова). Миколаїв: НУК, 2016. С. 237—239.
64. Осадчук Е. А., Кирилов В. Х. Математическое моделирование рабочих режимов дефлегматора абсорбционного водоаммиачного холодильного агрегата в системах получения воды из атмосферного воздуха с использованием солнечной энергии. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 53(1). С.11—19.
65. Очеретяный Ю. А., Титлов А.С. Исследование влияния качки судна на работу абсорбционных холодильных агрегатов (АХА). Вібрації в техніці та технологіях. 2011. № 1. С. 157—167.
66. Очеретяный Ю. А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.14 / Одеський нац. морський ун-т, Одеса, 2011. 211 с.
67. Парменова (Делигоз) Д. Г. Тепловые режимы бытовых холодильников с применением двухфазных теплопередающих панелей: дис. ...канд. техн. наук: 05.14.06 / Одеська державна академія холоду, Одесса, 2006. 158 с.
68. Печенегов, Ю. Я., Серов Ю.И. Исследование теплообмена при кипении смеси воды и бутилового спирта в термосифоне. Кипение и конденсация. Рига, 1982. С.91—93.
69. Повышение надежности термосифона абсорбционной холодильной машины / А. М. Пилипенко, В. Н. Тихонова, В. Н. Шмелева и др.; Холодильная техника. 1989. № 12. С. 24—27.
70. Полевой А.А. Автоматизация холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. СПб: Профессия, 2011, 244 с.
71. Провести исследования по оптимизации генераторов АДХА и теплоизоляционных материалов генераторов АДХА: Отчет о НИР (заключ.) /

- Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М. В. Ломоносова ; № ГР 01918048271. – Одесса, 1991. 162 с.
72. Рамм В.М. Абсорбция газов. М.: Химия, 1966. 564 с.
73. Расчет коэффициентов массоотдачи в пленке жидкости, текущей по стенке с регулярной шероховатостью / Л.П. Холпанов, Н.А. Николаев, В.Ф. Харин и др.; Теорет. основы хим. технологии. 1975. Т.9. № 4. С. 590—592.
74. Редунов Г.М., Холодков А.О., Титлов А.С. Тепловая модель холодильной камеры бытового абсорбционного холодильного прибора. Казахстан-Холод 2015: сборник докладов Междунар. науч.-технич. конф (19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. С. 82—87.
75. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. Л.: Химия, 1982. 592 с.
76. Сводные данные товаров народного потребления: Часть 1. Холодильники и морозильники бытовые электрические, термостаты бытовые. М.: Министерство общего машиностроения СССР, 1990. 102 с.
77. Сильфон. URL : <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A1%D0%B8%D0%BB%D1%8C%D1%84%D0%BE%D0%BD> (дата звернення: 28.05.2017).
78. Совершенствовать конструкции абсорбционно-диффузионных холодильных агрегатов с использованием тепловых труб: Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова. № ГР01900026214; Инв. № 02910006249, Одесса, 1990. 162 с.
79. Спосіб роботи абсорбційного холодильника: пат. 18248 Україна: МПК6 F25B 5/00. № 200601031; заявл. 03.02.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11.
80. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами: пат. 41904 Україна: МПК6 F25B15/00. № 200901249; заявл. 16.02.09; опубл. 10.06.09, Бюл. № 11.
81. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами: пат. 42970 Україна: МПК6 F25B15/00. № 200902378; заявл. 17.03.09 ; опубл. 27.07.09, Бюл. № 14.

82. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами: пат. 53006 Україна: МПК6 F25B15/00.201001276; заявл. 08.02.10; опубл. 27.09.10, Бюл. № 18.
83. Способ работы абсорбционного холодильного агрегата: пат. №2350857 Российская Федерация: МПК6 F25B15/10. №2007116257/06; заявл. 28.04.2007; опубл. 27.03.2009, Бюл. № 9.
84. Спосіб управління абсорбційним холодильним приладом: пат. № 111387 Україна: МПК6 F25B15/10 № а 2014 06025; заявл. 02.06.2014; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.
85. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
86. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / Богданов С. Н. и др.; СПб.: СПбГАХПТ, 1999. 320 с.
87. Стефановский В. М. Исследование теплоотдачи при дефлегмации паров аммиака и воды. Холодильная техника. 1966. № 4. С.32—36.
88. Теплоізоляційний кожух генераторного вузла абсорбційне-дифузійних холодильних машин: пат. № 47755А Україна: МПК7 F25B15/10. № 2001096080; заявл. 04.09.02; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
89. Технології та стиль. URL : <http://www.smeg.ua>. (дата звернення: 28.05.2017).
90. Титлов А. С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники. Холодильная техника и технология. 1997. № 57. С. 39—41.
91. Тітлов О. С., Захаров М.Д. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів. Наук. праці ОНАХТ. 2009. № 35. Т. 1. С. 113—127.
92. Титлов А. С., Тюхай Д.С., Васылив О.Б. Поиск энергосберегающих режимов работы перекачивающих термосифонов АДХМ. Холодильная техника и технология. 2000. № 67. С. 12—20.

93. Титлов А. С., Тюхай Д.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ. Промышленная теплотехника. 2003. Т. 25. № 4. С.76—79.
94. Титлов А. С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. ...д-ра техн. наук: 05.05.14 / Одеська нац. акад. харчових технологій, Одеса, 2008. 447 с.
95. Титлов А.С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов. Холодильный бизнес. 2007. № 8. С. 12—17; № 9. С. 28—30; № 10. С. 47—49; № 11. С. 46—47.
96. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа: Humboldt-College «Philosophy of Sciences» (Odessa, September 8-11, 2010, Ukraine). Book of abstract. P. 95—97.
97. Титлов А.С. Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Удосконалення малої хладотеплотехніки – використання холоду в харчовій галузі: матеріали V Міжнар. наук.-технічн. конф. (Донецьк, 9-11 вересня 2010 р., Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського). Донецьк : ДонНУЕТ, 2010. С. 94—95.
98. Титлов А.С., Васылив О.Б., Тюхай Д.С., Холодков А.О., Редунов Г.М. Разработка энергосберегающих принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. (Миколаїв, 9-11 жовтня 2013 р.), Миколаїв: НУК, 2013. С. 318—320.
99. Титлов А.С., Холодков А.О., Редунов Г.М. Разработка энергосберегающих принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Стратегия качества в промышленности и образовании: материалы IX Междунар. конф. (Варна, 31 мая-7 июня 2013 г., Болгария). Т.ІІІ С. 210—212.
100. Титлов А.С., Титлова О.А., Холодков А.О. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами.

Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції. (Миколаїв, 8-10 жовтня 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 299—301.

101. Титлов А.С., Ищенко И.Н., Титлова О.А., Холодков А.О., Очеретяный Ю.А. Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 5(2). С. 21—28.

102. Титлов А.С., Холодков А.О. Повышение энергетической эффективности бытовых абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 55(3). С. 27—36.

103. Титлова О.А., Титлов А.С. Анализ влияния тепловой мощности, подводимой в генераторе абсорбционного холодильного агрегата, на режимы работы и энергетическую эффективность абсорбционного холодильного прибора. Наук. праці ОНАХТ. Одеса. 2011. Т. 1. Вип. 39. С. 148—154.

104. Титлова О.А., Хобин В.А. Автоматизированное рабочее место исследователя тепловых процессов в абсорбционных холодильных приборах. Автоматизация технологических и бизнес-процессов. 2011. № 5,6. С. 60—64.

105. Титлова О.А., Холодков А.О. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип. 45. Т.1. С.69—76.

106. Хобин В.А., Титлова О.А. Энергоэффективное управление абсорбционными холодильниками. Херсон: Гринь Д.С., 2014. 216 с.

107. Титлова О.О. Водорості як альтернативне джерело енергії. Холодильна техніка та технологія. 2014. 50(1). С. 34—44.

108. Титлова О.А., Холодков А.О., Титлов А.С. Анализ режимов теплообмена и гидравлического течения рабочего тела в генераторе абсорбционного холодильного агрегата. Казахстан-Холод 2015: сборник докладов Междунар. науч.-технич. конф. (Алматы, 19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. С. 96—101.

109. Титлова О.А. Системы автоматического управления для повышения эффективности абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2016. 52(1). С. 86—94.
110. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова и др.; Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
111. Термоэлектрический генератор [URL: http://ite.inst.cv.ua/pdf/Altec_2044_8030-1_8020_8037_8026_rus.pdf]. (дата звернення: 28.05.2017).
112. Тюхай Д. С. Пошук енергозберігаючих режимів роботи абсорбційне-дифузійної техніки на базі уніфікованої АДХМ. Наукові праці ОНАХТ. 1999. Вип. 20. С.229—234.
113. Тюхай, Д. С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.14 / Одеська держ. акад. харчових технологій, Одеса, 2000. 147 с.
114. Фаттух Тахер Фарес. Экспериментальное и математическое моделирование характеристик абсорбционно-диффузионных холодильных агрегатов (АДХА) для бытовых холодильников: дис. ...канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. холоду, Одеса, 1995. 121 с.
115. Хобин В. А., Титлова О.А., Мазур А.В. Система автоматического управления с коммутируемой структурой, минимизирующая энергопотребление АДХМ. Наук. праці ОНАХТ. 2007. Вип. 31. Т. 1. С. 149—151.
116. Холодков А.О., Титлов А.С. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип. 45. Т.1. С. 69—76.
117. Холодков А.О., Титлов О.С. Розроблення екологічно безпечного холодильника, що працює з використанням сонячної енергії: збірник наукових праць молодих учених, аспірантів та студентів / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України. Одеса, 2012. Т. 2. С.172—173.
118. Холодков А.О., Титлов А.С. Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов при помощи моделирования режимов

работы генераторного узла абсорбционного холодильного агрегата. Стан, досягнення і перспективи інформаційних систем і технології: тезі доповідей XIII Всеукраїнської наук.-техніч. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів. (29 квітня 2013 року, Одеса, ОНАХТ, ІХКЕ). С.57—59.

119. Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А. Разработка систем автоматического управления энергосберегающими бытовыми и торговыми абсорбционными холодильными приборами. Наукові пріоритети розвитку аграрної сфери в умовах глобальних змін: матеріали Міжнар. наук. -практ. інтернет-конф. (Тернопіль, 4–5 грудн. 2014 р.). Тернопіль: Крок, 2014. С.104—106. Режим доступу: http://econf.at.ua/load/zbirnik_konf_2014_12_4_5/2. (дата звернення: 28.05.2017).

120. Холодков А.О., Титлов А.С., Очеретяный Ю.А., Холодков А.О., Остапенко А.В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных. Холодильна техніка та технологія. 2016. № 53(6). С. 27—36.

121. Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А. Моделирование тепловых режимов дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 56(4). С. 17—24.

122. Холодков А.О., Титлов А.С. Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 57(5). С. 4—13.

123. Чайковский В. Ф., Бурдо О.Г., Титлов А.С. Экспериментальные исследования расходных характеристик термосифонов абсорбционно-диффузионных холодильных аппаратов. Холодильная техника и технология. 1990. № 51. С. 3—9.

124. Чумак И. Г., Кочетов В. П., Усатюк С. А., Ломакин А. В. Холодильное хозяйство в сфере хранения продовольствия. Проблемы модернизации и методы их решения. Холодильная техника и технология. 2002. № 75. С. 5—8.

125. Шелашова С. Л., Барыкина Г.П. Эффективные теплоизоляционные конструкции в бытовой холодильной технике. Холодильная техника. 1990. № 5. С. 14—16.
126. Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. М: Химия, 1982. 696 с.
127. Янченко В. М., Котельников А.В. Математическое моделирование теплотерь в горячих узлах АДХМ. Машины и аппараты холод. техники кондиционирования воздуха. Л.: ЛТИХП, 1976. № 1. С.79—83.
128. Янченко В. М., Казаков Э.А., Котельников А.В. Определение основных характеристик генератора абсорбционно-диффузионной холодильной машины. Машины и аппараты холод., криогенной техники и кондиционирования воздуха. Л.: ЛТИХП, 1977. № 2. С.80—85.
129. Яровой С. В., Пилипенко А.М. Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность. Холодильная техника. 1989. № 12. С. 19—20.
130. Яровой С. В. Совершенствование парогазовых контуров АДХА двухкамерных холодильников: дис. ...канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеський інститут низькотемпературної техніки, Одеса, 1993. 188 с.
131. Abdullah Yildiz. Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering. 2016. 99. 23—32. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.041.
132. 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. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021.
133. Absorption Cooling Basics URL : <https://www.energy.gov/eere/energybasics/articles/absorption-cooling-basics>. (дата звернення: 28.05.2017).
134. 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.

135. 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. P. 44—53.
136. Adnan Sozen, Tayfun Menlik,. The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems with alumina nanofluid: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 2014. № 44. P. 73—80.
137. Ambient temperature control for absorption refrigerator: пат. 6318098 США, МПК7 F25B39/04, F25B15/00. №20000570352; заявл. 12.05.00; опубл. 20.11.01.
138. Ammonia Absorption Refrigerators URL : <http://www.sundancecustomrv.com/Ammonia%20Absorption%20Refrigerators.pdf>. (дата звернення: 27.05.2017).
139. Boiler for a diffusion-absorption system: пат. 1136770 Европы: МПК7 F25B 33/00, F25B15/10. № 20010100949 ; заявл. 17.01.01 ; опубл. 26.09.01.
140. Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert. Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. *Journal of Physics: Conference Series* 745, 2016, 032053. P. 1—8.
141. Buz V. N., Вукраба М. А., Smirnov H. F. The mathematical and experimental modeling of absorption-diffusion refrigerators. Heat pipes, heat pumps, refrigerators. Dual-use technologies: int. seminar and workshop. (Sept. 15-18, 1995, Minsk, Belarus). Preprint.
142. CampinGaz. URL : <https://www.campinggaz.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
143. Crystal Cold Propane Refrigerators. URL:<http://crystalcold.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
144. Dadongnan Electric Appliance Co. URL: <http://www.dadongnan.com/en/introduce.html>. (дата звернення: 28.05.2017).
145. Dandy. URL : <http://www.danby.com/products/refrigerators>. (дата звернення: 28.05.2017).

146. Dincer I., Ratlamwala T. A. Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology. 2016. P. 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8.
147. Domestic-Dependable Propane Refrigerators URL : <http://www.servelrefrigerators.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
148. Electrolux. URL : www.electroluxappliances.com. (дата звернення: 28.05.2017).
149. Hangzhou East Electric Appliance Co., Ltd. URL : <http://hangzhou-east.fuzing.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
150. IVG BULKA-LEHEL GMBH. URL : <http://web2.cylex.de/firma-home/ivg-bulka-lehel-gmbh-2425863.html>. (дата звернення: 28.05.2017).
151. Fernández-Seara J., Vázquez M. Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering. 2001. Vol. 21. P. 343—357.
152. Guiseppe Starace, Lorenzo De Pascalis. An enhanced model for the design of Diffusion Absorption Refrigerators. International Journal of Refrigeration. 2013. № 36. 1495—1503.
153. Jacob J., Eiker U. Diffusions-Absorptionskältemaschinen. Forschung und Entwicklung. 2003. № 6. P. 11—12.
154. Jacob J., Eiker U., Barth U. Raumklimatisierung mittels solar betriebener Diffusions-Absorptionskältemaschine. Horizonte 2005. № 26. P. 11—14.
155. 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. DOI: 10.21303/2461-4262.2017.00358.
156. Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A. Evaporation of NH₃ in NH₃ /H₂ Atmosphere by 25 bar for Neutral Gas Absorption Refrigeration Units. Forsch. Ingenieurw. 1986. Vol. 52. № 5. P. 153—161.
157. Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A. The psychrometric problem for the evaporation of NH₃ in NH₃ /H₂ atmosphere in neutral gas absorption refrigeration

units for pressures 17,5 to 27,5 bar. *Warme-und Stoffubertrag*. 1988. Vol. 22. № 6. P. 373—378.

158. Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A. Use of helium instead of hydrogen in inert absorption refrigeration. *International Journal of Refrigeration*. 1988. Band 11. № 5. P. 336—341.

159. 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.

160. Laguerre O., Derens E., Palagos B. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator. *Int.J. Refr.* 2002. Vol. 25. № 5. P. 653—659.

161. Linko Gas Refrigerator Manufacturing Co. URL : <http://linkogas.en.ec21.com>. (дата звернення: 28.05.2017).

162. Made-in-china. URL : http://www.made-in-china.com/products-search/hot-china-products/Absorption_Refrigerator.html. (дата звернення: 27.05.2017).

163. Manuel Conde-Petit. Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment. Zurich: M. Conde engineering, 2006. – 38 p.

164. Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A. (2014). Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *International Journal of Refrigeration*. 2014. № 45. P. 83-91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.06.002.

165. 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.

166. 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. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.02.013.

167. Niebergal W. *Sorptoin-kalte – maschinen*. Berlin.: Springer, 1959. 554 p.

168. Norcold Inc. Refrigerators.URL: <http://www.norcold.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
169. Oasis Montana Inc.URL : <http://www.servelrefrigerators.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
170. Paiguy Armand Ngouateu Wouagfack, Rene Tchinda. Optimal performance of an absorption refrigerator based on maximum ECOP. International Journal of Refrigeration. 2014. № 40. P. 404—415. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.11.025.
171. PHOENIX CONTACT GmbH & Co. KG URL : <https://www.phoenixcontact.com/online/portal/pc>. (дата звернення: 28.05.2017).
172. Pumpless absorption refrigerator using a jet: пат. 2008/0196444 A1 США: МПК7 F25B15/00, F25B15/04. №12/012962 ; заявл. 06.02.2008.
173. Pongsid Srikiin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2001. № 5. P. 343—372.
174. Pongsid Srikiin, Satha Aphornratana. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. Applied Thermal Engineering. 2002. № 22. P.1181—1193.
175. Rodríguez-Muños J.L., Belman-Flores J.M. Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. №. 30. P. 145—153.
176. Sathyabhama A., Ashok Babu T. P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system. Thermal science. 2008. Vol.12. № 3. P. 45—53.
177. Servel.URL:<http://www.gas-refrigerators.com/propane/servel-by-dometic.html>. (дата звернення: 28.05.2017).
178. Sibir International AB. URL : <https://www.sibir.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
179. Silent cellars of Dometic. URL : <http://www.silentcellar.com>. (дата звернення: 28.05.2017).

180. Smirnov G. F., Bukraba M.A., Fattuh T., Nablus B. Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *Int. J. Refrig.* 1996. Vol. 19. № 8. P. 517—521.
181. Stierlin H. Die theoretischen Grundlagen der Absorption –Kaltmaschinen. *Kalte and KlimaRundschau.* 1971. № 3. P.57—64.
182. Stirlin H. Neueucglichseitenfurden absorptions – Kunlschran. *Kaltetechnik.* – 1964. № 9. P. 264—270.
183. Stirlin H. Die VerdiensteAltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik. *Klima-Kalte-Heizung.* 1991. № 4. P.1—8.
184. Sun D. W. Comparison of the Performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN Absorption Refrigeration Systems. *Energy Conversion Management.*1998. № 39. P 357—368.
185. Sun D. W. Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems. *Energy Sources.* 1997. № 17. P. 211—221.
186. Sun D. W. Thermodynamic Design Data an Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration Systems. *Applied Thermal Engineering.* 1996. № 17. P. 211—221.
187. 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.
188. Tassou S., De-Lille G., Ge, Y. Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. *Applied Thermal Engineering.* 2009. № 29(8-9). P. 1467—1477. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.06.027.
189. Thetford Corporation. URL : <https://www.thetford-europe.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
190. Titlov A.S., Kholodkov A.O. Scientific and Technical bases energy saving of domestic absorption refrigeration device [Текст]. The Second North and East European Congress on Food «NEEFood – 2013», Kyiv, May 26-29, 2013. Book of abstracts. – NUFT, Kyiv, Ukraine. P.159.

191. Titlova O., Titlov O., Olshevskaya 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. DOI:10.15587/1729-4061.2016.79353.
192. The advantages of the absorption refrigerator by Eco ice. URL : <http://www.eco-ice.net/en/akm/eco-ice-vorteile>. (дата звернення: 27.05.2017).
193. 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.
194. 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.
195. Welcome to the Zero Group of Companies. URL : <http://www.zeroappliances.co.za>. (дата звернення: 28.05.2017).
196. 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.
197. Yuyao Hengyang Electric Appliance Co.,Ltd. URL : <https://www.hyea.com>. (дата звернення: 28.05.2017).
198. Zhang, N., Lior. Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resour. Technol.* 2007. № 129(3). doi:10.1115/1.2751506.
199. Zhen Long, Yong Luo, Huashan Li, Xianbiao Bu, Weibin Ma. Performance analysis of a diffusion absorption refrigeration cycle working with TFE-TEGDME mixture/ *Energy and Building*. 2013. № 58. P. 86—92.
200. 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.

201. 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.
202. Zoltaniecki A., Ziaja E., Maczek K. Wybrane aspekty badania warnikow absorpcyjnych chlodziarek domowych. *Chlodnotwo*. 1982. T. 17. № 18. C. 25—28.

ДОДАТКИ

Додаток А

Список публікацій здобувача Холодкова А.О. за темою дисертації «Удосконалення режимів роботи генераторних вузлів абсорбційних холо- дильних приладів» і відомості про апробацію результатів дисертації

Основні наукові результати дисертації:

1. Kholodkov A., Titlov A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. No 3. P. 31—40. 10. DOI: 10.21303/2461-4262.2017.00358.
2. Мартынюк (Холодков) А.О., Проць Р.Н., Титлов А.С. Разработка схемных и конструктивных решений абсорбционных холодильных приборов, способных обеспечить необходимые температурные режимы хранения при работе с альтернативными и возобновляемыми источниками тепловой энергии. Наукові праці ОНАХТ. 2011. Вип. 39. Т.1. С. 128—136.
3. Холодков А.О., Титлов А.С. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип. 45. Т.1. С. 69—76.
4. Титлов А.С., Очеретяный Ю.А., Холодков А.О., Остапенко А.В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных. Холодильна техніка та технологія. 2016. № 52(6). С. 27—36.
5. Васылив О.Б., Титлов А.С., Холодков А.О. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 53(1). С. 20—26. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.535>.
6. Титлов А.С., Ищенко И.Н., Титлова О.А., Холодков А.О., Очеретяный Ю.А. Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 54(2). С. 21—28. : <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591>.

7. Титлов А.С., Холодков А.О. Повышение энергетической эффективности бытовых абсорбционных холодильных приборов. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 55(3). С. 27—36.
8. Холодков А.О., Титлов А.С. Моделирование тепловых режимов дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 56(4). С. 17—24.
9. Холодков А.О., Титлов А.С. Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 57(5). С. 4—13.

Апробація матеріалів дисертації:

1. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Philosophy of Sciences: Humboldt-Kolleg (Odessa, September 8-11, 2010). Odessa: Book of abstract. P. 95—97. (заочна участь).
2. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Удосконалення малої хладотеплотехніки – використання холоду в харчовій галузі: матеріали V Міжнар. наук.-техніч. конф. (Донецьк, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, 9-11 вересня 2010 р.). Донецьк: ДонНУЕТ, 2010. С.94—95. (заочна участь).
3. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: тези докладів Міжнар. наук.-техніч. конф. (Миколаїв, 15-17 вересня 2010 р.). Миколаїв: НУК, 2010. С. 254—256. (заочна участь).
4. Мартынюк (Холодков) А.О., Титлов А.С. Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов путем совершенствования режимов работы генераторного узла. Сучасні проблеми холодильної техні-

ки і технології: збірник тез доповідей Міжнар. наук.-техніч. конф. (Одеса, 17-20 квітня 2011 р.). Одеса: ОНАХТ, 2011. С.81—82. (очна участь)

5. Титлов А.С., Мартынюк (Холодков) А.О., Редунов Г.М. Разработка принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: збірник тез докладів 7 - ої Міжнар. наук.-техніч. конф. (Одеса, 14-16 вересня 2011 року). Одеса: ОДАХ, 2011. Частина 1. С.47—50. (очна участь).

6. Титлов А.С., Редунов Г.М., Холодков А.О. Разработка энергосберегающих принципов управления холодильными аппаратами абсорбционного типа. Стратегия качества в промышленности и образовании: мат-лы IX Междунар. конф. (Варна, Болгария, 31мая-7 июня 2013 года). Т.III. С. 210—212. (Спец. выпуск междунар. науч. ж-ла «Acta Universitatis Pontica Euxinus»). (заочна участь).

7. Titlov A.S., Kholodkov A.O. Scientific and Technical bases energy saving of domestic absorption refrigeration device. NEEFood – 2013: the Second North and East European Congress on Food (Kyiv, May 26-29, 2013). BOOK OF ABSTRATS. NUFT, Kyiv, Ukraine. S.159. (заочна участь).

8. Титлов А.С., Васылив О.Б., Тюхай Д.С., Холодков А.О., Редунов Г.М. Энергосберегающие принципы управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами. Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: збірник наукових праць II Міжнар. наук.-технічн. конф. (Миколаїв, 10-11 жовтня 2013 р.). Частина 1. Миколаїв: НУК, 2013. С. 168—170. (заочна участь).

9. Титлов А.С., Титлова О.А., Холодков А.О. Разработка систем автоматического управления бытовыми абсорбционными холодильными приборами: Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали V Міжнар. наук.-техніч. конф. (Миколаїв, 8-10 жовтня 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 299—301. (очна участь)

10. Титлова О.А., Холодков А.О., Титлов А.С. Анализ режимов тепломассообмена и гидравлического течения рабочего тела в генераторе абсорбционного

холодильного агрегата. Казахстан-Холод 2015: сборник докладов Междунар. науч.-технич. конф. (Алматы, 19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. С. 96—101. (заочна участь).

11. Осадчук Е.А., Холодков А.О. Анализ современного состояния исследований и разработок генераторов абсорбционных холодильных агрегатов. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Междунар. науч.-технич. конф. (Миколаїв, НУК, 12-14 жовтня 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 237—239. (очна участь).

Додаткові наукові праці:

1. Холодков А.О., Титлов А.С. Розроблення екологічно безпечного холодильника, що працює з використанням сонячної енергії: збірник наукових праць молодих учених, аспірантів та студентів. Одеса: ОНАХТ, 2012. Т. 2. С. 172—173.

Додаток Б.

Структурні схеми моделювання температурних полів дефлегматора, що складається з 20 елементарних ячійок

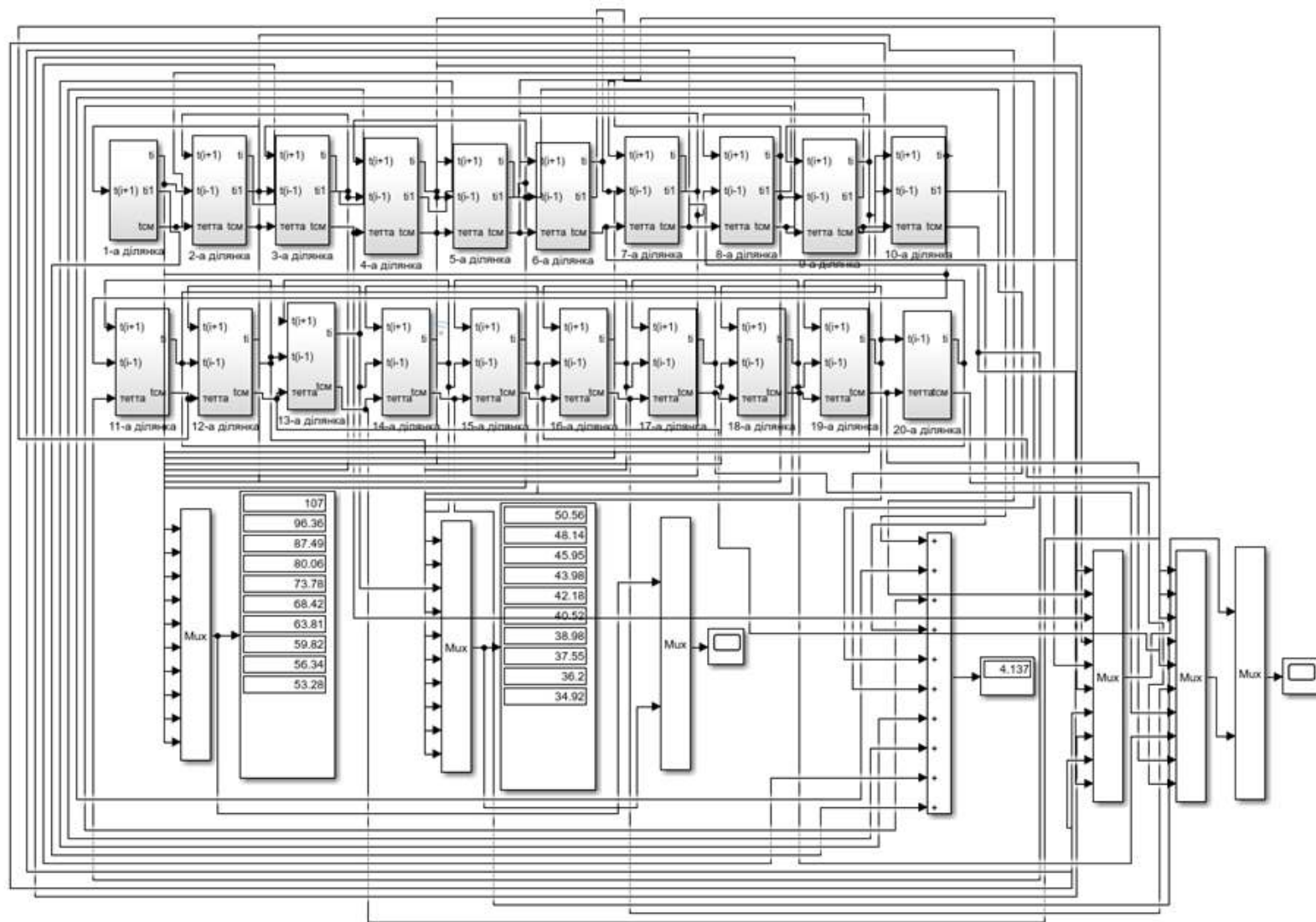


Рис. Б.1. Модель дефлегматора

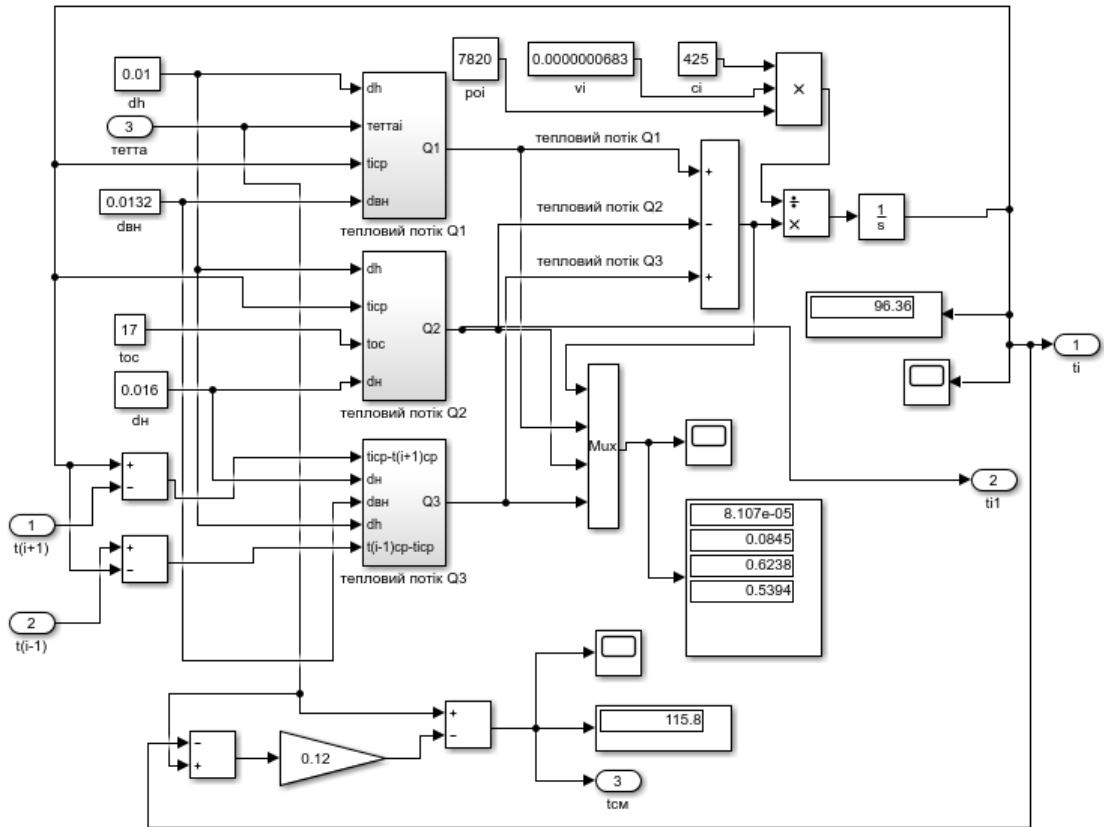


Рис. Б.2. Схема моделювання і-ї ділянки дефлегматора

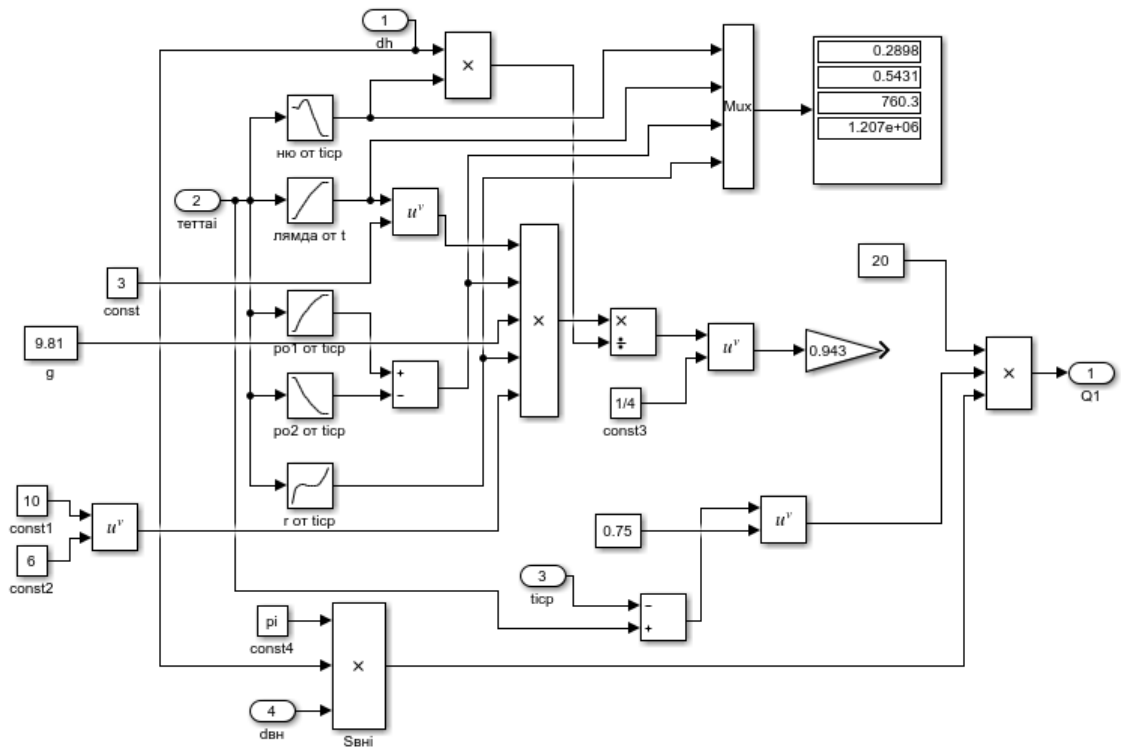


Рис. Б.3. Схема моделювання теплового потоку Q1

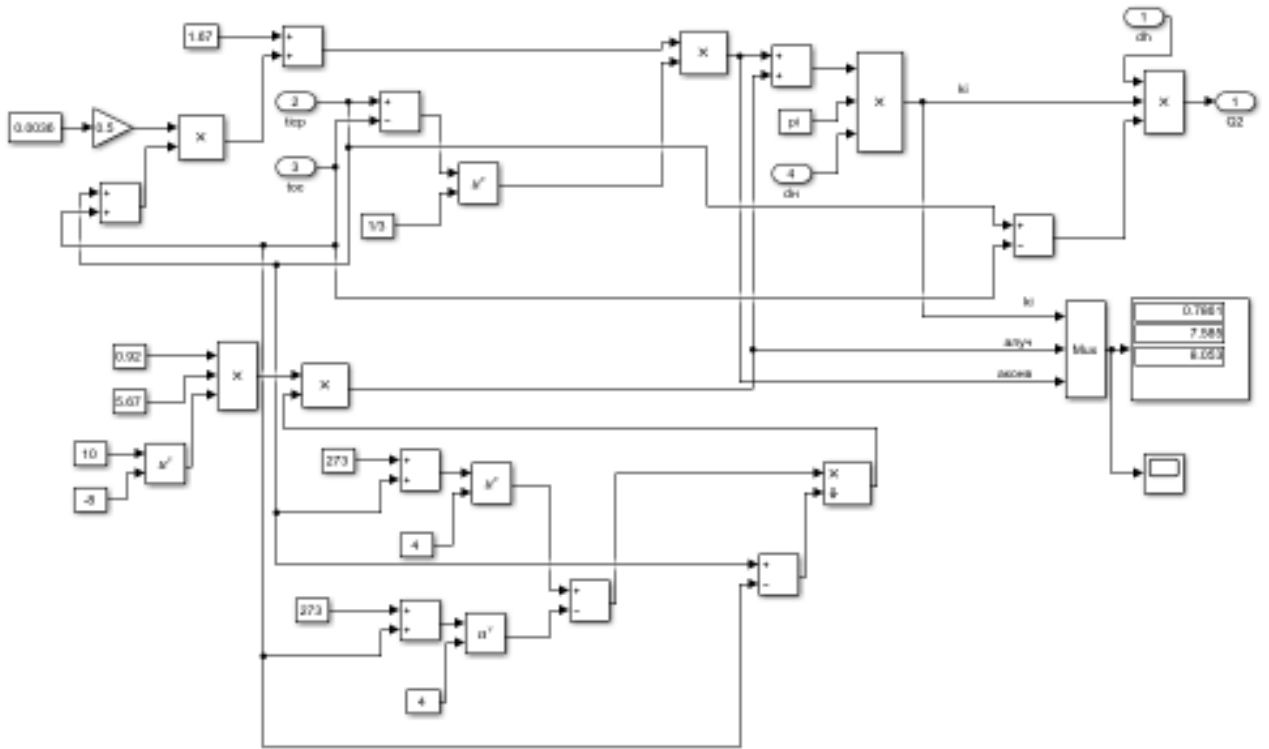


Рис. Б.4. Схема моделювання теплового потоку Q2

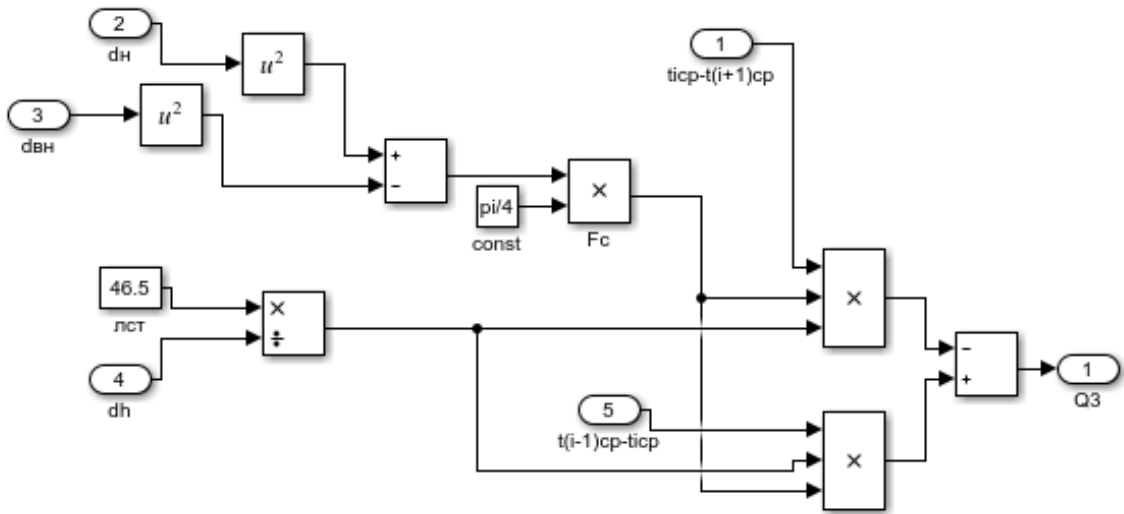


Рис. Б.5. Схема моделювання теплового потоку Q3

Додаток В.

Інформація про використання результатів дисертаційної роботи на спеціалізованому енергомашинобудівному промисловому підприємстві м. Одеси (ТДВ «Зонт»)



ОДО «ЗОНТ»

проспект Маршала Жукова, 103, з. Одесса, Украина, 65104

Тел.: +38 (048) 717-00-50 факс: +38 (048) 715-69-50

E-mail: odozont@zont.com.ua URL: <http://www.zont.com.ua>

Торговая марка «Автогенмаш»

Производство оборудования для газокислородной, плазменной и гидроабразивной резки, автоматизированные комплексы, криогенные насосы, теплообменники, запчасти.
ОКПО 00310249 ИНН 003102415 406 № свидетельства 100092360

Ректору
Одесской национальной
академии пищевых технологий
проф. Егорову Б.В.

65039, Одесса, Канатная, 112

Настоящим сообщаем, что, начиная с 2009 года, наше предприятие сотрудничает с кафедрой теплохладотехники, а затем и кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей Одесской национальной академии пищевых технологий при разработке холодильных систем на базе теплоиспользующих холодильных машин и агрегатов абсорбционного типа.

В рамках такого научно-технического сотрудничества аспирант Холодков Андрей Олегович под руководством профессора Титлюва Александра Сергеевича предложил ряд технических решений, которые используются нашими проектировщиками при создании систем термостатирования и охлаждения.

Это и рекомендации по параметрам теплоизоляционного покрытия транспортных зон холодильных агрегатов и установок в широком диапазоне температур эксплуатации и методика определения состава двухкомпонентной паровой смеси косвенным методом.

Указанные разработки аспиранта Холодкова А.О. позволяют снизить потери при транспортировке паровых смесей при работе холодильного оборудования и повысить его энергетическую эффективность.

С уважением,
директор ОДО «ЗОНТ»



Майоров В.Я.