

ОДЕСЬКИЙ ІНСТИТУТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ  
ТА ЕНЕРГЕТИКИ

На правах рукопису

СМІРНОВА Олена Генрихівна

ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМ ТЕРМОСТАТУВАННЯ

НА ОСНОВІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧИХ КОНТУРІВ

Спеціальність 05.14.05 - Теоретичні основи теплотехніки

## АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидату технічних наук

Одеса - 1993

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Одеському політехнічному університеті.

- Науковий керівник - кандидат технічних наук, доцент Дябло В. В.
- Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор Магур В. А.
- кандидат технічних наук, доцент Горикін С. Ф.

Провідна організація - НПО "Штурм", м. Одеса.

Захист дисертації відбудеться *27* "чудня" 1993 р.  
 о "11.00" годин на засіданні спеціалізованої ради К.068.27.01  
 при Одеському інституті низькотемпературної техніки та енергетики за адресою: 270057, м. Одеса, вул. Петра Великого 1/3.  
 З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці інституту.

Автореферат розісланий *26* "листопада" 1993 р.

Вчений секретар  
 спеціалізованої  
 ради інституту  
 д. т. н., професор



Р. К. Нікульшин.

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00802872 (R)

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ.

Розвиток нових галузей техніки висуває нові вимоги до якості організації та забезпечення теплових режимів технологічних апаратів та пристроїв. Традиційні рішення проблем тепловідводу від джерел тепловиділення на основі простих пасивних систем охолодження виявляються недостатніми. Стає необхідним застосування джерел штучного холоду холодопродуктивністю від одного до сотень кіловат, працюючих при виконанні достатньо жорстких умов по терморегуляції з підтриманням температур на об'єкті з точністю до 1 град; та вище. Такі проблеми існують, наприклад, в біотехнології, харчовій технології, охороні навколишнього середовища та, особливо, в електротехніці та радіоелектроніці при утворенні систем та засобів забезпечення теплових режимів електронної апаратури.

Існуючий досвід створення таких систем ґрунтується, головним чином, на інтуїції та інженерної практики. Фізичний аналіз властивостей цих систем показує, що вплив багатьох незалежних факторів є неоднозначним та свідчить про існування оптимумів. Таким чином, необхідні постановка та вирішення задач оптимізації подібних систем. При цьому необхідно забезпечити об'єктивне кількісне врахування впливу різних факторів не тільки на масу, габарити та надійність системи, але і на управління цими системами. Методик, дозволяючих одержати рішення такої багатофакторної задачі, не існує. Разом з тим необхідні і методики визначення параметрів, які можуть бути використані для кількісної оцінки якості управління. Актуальними являються і пропозиції по подальшому удосконаленню систем термостабілізації з урахуванням параметрів, що характеризують якість управління. Цим визначається актуальність теми цієї дисертації.

Ціль роботи: розробити методи та алгоритми розрахунку оптимальних параметрів систем терморегуляції з застосуванням теплопередаючих контурів та холодильних машин з урахуванням якості управління і на цій базі запропонувати шляхи удосконалення відповідних систем.

Наукову новизну складають наступні основні результати: алгоритм рішення загальної задачі оптимального проектування систем терморегуляції з проміжними теплопередаючими контурами шляхом їх декомпозиції на локальні задачі з вибором локальних функціоналів; результати розрахунково-аналітичних досліджень алгоритмів рішення цієї задачі при використанні традиційного критерія оптимальності, що ура-

ховує такі параметри, як маса, енергоспоживання і т. п. Новий підхід до проблеми численого рішення задач оптимального проектування систем терморегуляції з урахуванням впливу параметрів та структури схеми на якість її управління; нове схемне рішення системи терморегуляції з штучними та комбінованими джерелами холоду. В запропонованій схемі досягається значне підвищення якості терморегуляції, за рахунок застосування в проміжному контурі двофазних тепломасообмінних апаратів з гідро- та газоаккумуляторами; результати експериментальних досліджень, добути на макеті двофазного контуру системи підтверджують ефективність цього схемного рішення.

Результати досліджень та розробок по темі дисертації дали змогу обґрунтувати наукове положення: вибор оптимальних параметрів з урахуванням якості управління в системах терморегуляції для технологічних об'єктів з джерелами холоду оснований на використанні відомої функції мети і доповнюється параметрами, котрі ураховують залежність зміни стабілізованої величини (температури) від зміни зовнішніх параметрів та швидкості зміни параметру управління від управляючого діяння (у якості управляючого діяння прийняти витрати теплоти). Виявляється, що коли вимоги до якості управління являються переважними, то найкращими є такі схемні рішення, в яких використовується проміжний теплопередаючий двофазний контур, що містить тепломасообмінні апарати випарювання і конденсації, з'єднанні з гідро- та газоаккумуляторами.

Практична значність роботи складається в створенні ефективних методів оптимального проектування, вперше урахувуючих вплив параметрів та схеми системи на якість її управління. Запропоновані методики були застосовані при виконанні НДОКР для промислових підприємств. Конкретні рекомендації по оптимальним параметрам та схемам систем термостабілізації передани НДО "Злас" (м. Москва) та НДО "Шторм" (м. Одеса). Випробування макету виявило принципову роботоздатність нової схеми на базі термосіфонних контурів з гідроаккумуляторами. Ця схема істотно перевершує традиційні схемні рішення систем з рідинами проміжними контурами та дає значний виграв у матеріальних виграхах.

Апробація роботи та публікації. По матеріалам дисертації опубліковано 6 друкованих робіт, одержано рішення про видачу патенту на винахід. Основні результати роботи докладались на: Міжнародній науково-технічній конференції студентів, молодих вчених та спеціалістів "Молоді вчені у рішенні

комплексної програми науково-технічного прогресу держав членів СЄВ " (Київ, 1989 р.), Всесоюзній науково-технічній конференції " Шляхи інтенсифікації виробництва в застосуванням штучного холоду в галузях агропромислового комплексу, торгівлі і на транспорті " ( Одеса, 1989 р. ), Всесоюзній науково-технічній конференції "Холод - народному господарству" ( Ленінград, 1991 р. ), конференції викладачів ОПІ (Одеса, 1991 р.) та міжнародному конгресі " CHISA " (Прага, Чехія, 1993 р. ) .

Автор захищає : математичні моделі для визначення оптимальних параметрів систем термостабілізації з холодильними машинами, дозволяючих відбирати оптимальні схемні рішення, враховуючи якість управляємості; результати експериментальних досліджень термостабілізуючих властивостей термосіффонної системи охолодження; нове схемне рішення системи терморегуляції з регульованим проміжним термосіффонним контуром; практичні рекомендації по розрахунку систем термостабілізації на етапі їх проектування.

Дисертація складається з вступу, чотирьох глав, загальних висновків та рекомендацій, списку використаної літератури з 70 найменувань. Загальний обсяг 138 с. машинописного тексту, урахувавши 3 таблиці та 31 рисунок.

#### Зміст роботи .

У першій главі аналізується стан проблеми, характеризується сучасні теплотехнічні системи, які по своєму призначенню є системами терморегуляції. До них належать системи охолодження, що вживаються у біо- та харчовій технології, у радіоелектронній промисловості та інших галузях техніки. В розглянутих роботах використовуються різні варіанти організації теплових режимів, як з допомогою пасивних повітряних та рідинних систем, так і з застосуванням джерел штучного холоду.

У деяких роботах обґрунтовуються методики знаходження раціональних технічних рішень з постановкою задач оптимізації по структурним, габаритним, кошторисним, або іншим техніко-економічним характеристикам систем. Але у жодній з аналізованих публікацій не тільки не вивчалися, але і не ставилися задачі оптимізації з урахуванням вимог, що висуваються до якості терморегуляції.

В існуючих методиках приведені загальні рекомендації по вибору основних проектно-конструкторських параметрів, заснованих на вимогах надійності теплотехнічних систем; в інших роботах достатньо повно та коректно були розглянуті методи проектного розрахунку та вибору параметрів рідинних та рі-

дино-випарувальних системах, з врахуванням конкретних умов їх застосування. Автори приходять до висновку, що без істотної переробки та додаткових досліджень, пряме застосування розроблених методик для інших аналогічних систем охолодження є неможливим.

Ураховуючі ці недоліки розглянутих робіт, сформульовані задачі досліджень, які у дисертації визначені таким чином: розглянути задачі оптимізації систем терморегуляції з проміжними рідинними теплопередаючими контурами та холодильними машинами з застосуванням функцій мети, що враховують вплив схемних рішень та параметрів на якість управління; дослідити можливість створення регульованих теплообмінних апаратів з випарувальними термосифонами та адійснити експериментальну перевірку на макеті такого пристрою; розробити рекомендації по оптимальному проектуванню систем терморегуляції з холодильними машинами та теплопередаючими контурами; розробити методику порівняння схемних рішень систем термостабілізації.

У другій главі ставиться та вирішується задача оптимізації рідинної двоконтурної теплопередаючої системи. На першому етапі задача вирішена без врахування критеріїв, що характеризують якість управління системою. Приведені конкретні приклади і результати рішення такої задачі для двоконтурної рідинної системи.

При формуванні критерія оптимальності вважається, що такі функції мети, як маса, енергоспоживання, габарити, з'являються різнорідними фізичними величинами і тому можливо створення однієї функції мети шляхом приведення всіх її складових до безрозмірного виду. При використанні критерія оптимальності в вигляді повної еквівалентної маси системи маємо:

$$\Phi = M_x + aN_x + a \sum_{l=1}^n N_l + \sum_{l=1}^n M_{l1} + \sum_{l=1}^n M_{l2} + \sum_{l=1}^n M_{l3} \quad (1)$$

Використовуючи безрозмірну форму критерія оптимальності, одержимо:

$$\Phi = \frac{\sum_{l=1}^n M_l}{\left(\sum_{l=1}^n M_l\right)_0} g_M + \frac{\sum_{l=1}^n N_l}{\left(\sum_{l=1}^n N_l\right)_0} g_N \quad (2)$$

У загальному випадку рішення оптимізаційної задачі реалізується численим методом, коли досить повно та коректно подані залежності для усіх змінних у виразах (1) та (2).

Для проектуємих систем охолодження відповідна початкова інформація може виявитися недостатньою. В цих умовах повинні враховуватись тільки основні зв'язки та визначальні характеристики, а загальна задача розбита на типові підзадачі, рішення яких реалізується у деякій процедурі послідовних

приблизень. Загальна задача вибору основних оптимальних параметрів розділяється на три підзадачі: визначення оптимальних поверхень теплообміну по мінімуму маси при відомих витратах, визначення оптимальних діаметрів трубопроводів по мінімуму маси та енергоспоживаннь при відомих витратах, визначення оптимальної витрати теплоносія по мінімуму енергоспоживаннь при відомих поверхнях теплообміну.

Вираз для оптимального значення  $i$ -ої поверхні теплообміну отримуємо з відомих умов екстремуму:

$$F_i = (-\ln Z_i) \frac{G_i \cdot C_{pi}}{K_i} \quad (3)$$

$$\text{тут } A_i = \frac{v_0 Q K_i}{(G_i C_{pi})^2 K_m}, \quad Z_i = \pm \sqrt{\left(\frac{A_i + 2}{2}\right)^2 - 1} + \frac{A_i + 2}{2}$$

Двуконтурній схемі відповідає одне рівняння виду (3), з збільшенням числа контурів число подібних порівнянь відповідно збільшується.

Задача знаходження оптимальних діаметрів трубопроводів вирішується при спільному розгляданні рівнянь для розрахунку витрат енергії на перекачку теплоносія та загальної маси трубопроводу. Приводячи масу та енерговитрати до єдиного функціоналу та використавши умову екстремуму, для оптимального діаметру одержимо рівняння:

$$d_{opt} = \left( \frac{a \cdot K_d \cdot A_3}{2\pi \rho_m \cdot K^1} \cdot G^{3-m} \cdot \frac{5-m}{2} \right)^{\frac{1}{7-m}} \quad (4)$$

Значення локального оптимуму для витрат теплоносія визначається з рішення відповідної підзадачі. При цьому використовуються:

1) допущення, що витрати енергії на перекачування теплоносія пропорційні витратам  $G$ ,  $N_i = K' z_i \cdot G_i$ ; (5)

2) лінійзовані залежності типу:  $N = a_m - b_m t_u$  (6)

З врахуванням залежностей (5) та (6) одержано вираз для повних витрат енергії.

Із умови екстремуму одержано рівняння для оптимальної витрати теплоносія у вигляді:

$$3 K' z_i G_i^2 + \frac{v_0 Q}{C_p G_i^2} \left( \frac{1}{1 - \exp\left(-\frac{N_i F_i}{G_i C_{pi}}\right)} - \frac{\frac{N_i F_i \exp\left(-\frac{N_i F_i}{G_i C_{pi}}\right)}{G_i C_{pi}}}{\left(1 - \exp\left(-\frac{N_i F_i}{G_i C_{pi}}\right)\right)^2} \right) = 0, \quad (7)$$

де

$$K_3 = \frac{1}{D \sqrt{L}} \left( \frac{K}{L} \right)^2 \frac{1}{2D^2 F^2} + \frac{A \partial \ell}{G^m D^5 m}. \quad (8)$$

Набір частинних оптимальних задач дозволяє використовувати їх як для випадків локальної оптимізації параметрів, так і для розроблень та реалізації алгоритму вирішення загальної задачі оптимізації. Запропоновані розрахункові формули та алгоритми їх спільного розглядання при вирішенні загальної задачі оптимізації були використані для вирішення конкретної технічної задачі, а саме для знаходження параметрів системи охолодження для різних значень теплової потужності СТР. Результати розрахунків подані на рисунку 1.

У третій главі обосновується новий підхід до проблеми оптимізації, що враховує вплив структури та параметрів системи на якість її управління. Ця задача вирішувалась з вживанням комплексного критерію оптимальності  $\Phi$ . З точки зору якості управління кращими з'являються такі системи термостабілізації та значення їх параметрів при яких відхилення від заданого теплового навантаження при зміні температури навколишнього середовища та інших параметрів будуть викликатися найменші відхилення управляемого параметру, наприклад, температури на вході в об'єкт термостатування.

Істотною характеристикою якості управління системи являється швидкість зміни параметру управління  $t_A$  при зміні управляючого діяння  $X_i$ . У відповідності з запропонованим підходом загальний функціонал з врахуванням якості управління приймає вид:

$$\Phi = g_1 \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{\left( \sum_{i=1}^n M_i \right)_0} + g_2 \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\left( \sum_{i=1}^n N_i \right)_0} + g_{1A} \frac{\partial t_A}{\left( \frac{\partial t_A}{\partial Q} \right)_0} + g_{2A} \frac{\left( \frac{\partial t_A}{\partial t_c} \right)_0}{\left( \frac{\partial t_A}{\partial t_c} \right)_0} + g_B \frac{\left( \frac{\partial t_A}{\partial G} \right)_0}{\left( \frac{\partial t_A}{\partial G} \right)_0}. \quad (9)$$

де критерії з індексом "0" відповідають їх значенням у деякому початковому (базисному) варіанті. При відомих залежностях  $t_A = f(Q, t_b, G)$ , вид функцій, що враховують якість управління системи оптимізації, може бути визначен  $\partial t_A / \partial Q$ ,  $\partial t_A / \partial t_b$  та  $\partial t_A / \partial G$ .

Оптимізаційні розрахунки якості управління були виконані для двокоонтурної рідинної системи з холодильною машиною типа МБТ-18-1-01, а також для аналогічної системи охолодження з термосифонним теплопередаючим контуром.

Залежність відносних значень  $f = \frac{F}{Q}$ ,  
витрати  $g = \frac{G}{Q}$ , діаметру  $d = \frac{d}{Q}$  від потужності  
теплоросіювання  $Q$ .

$g, \text{кг} \cdot \text{кВт}^{-1}$

$f, \text{м}^2 \cdot \text{кВт}^{-1}$

$d \cdot 10^3, \text{м} \cdot \text{кВт}^{-1}$

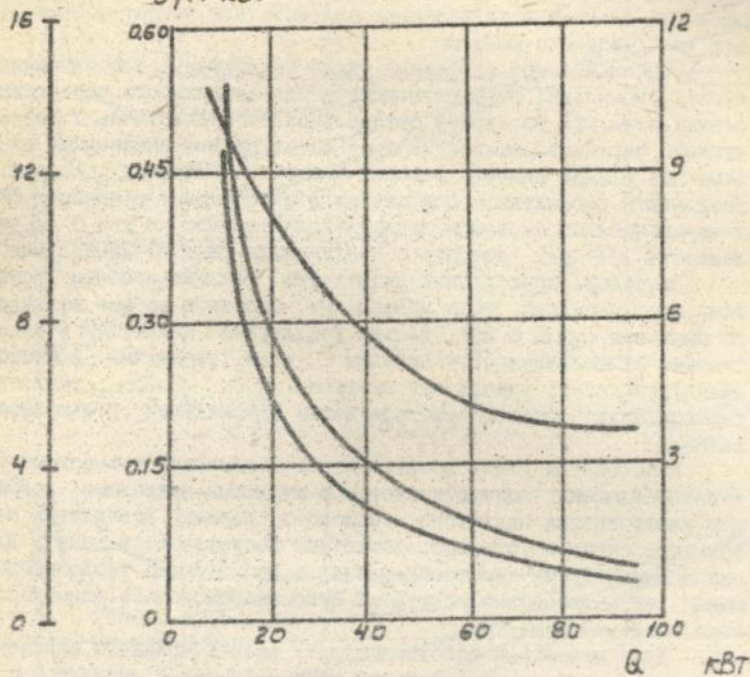


Рис. 1.

Результати оптимізаційних розрахунків для рідинного та термосифонного контурів подані на рис. 2. З виконаних розрахунків випливає, що при збільшенні  $g$  оптимальні значення витрат проміжного теплоносія істотно зменшуються (крива  $opt$ ). Для термосифонної системи при збільшенні важливості фактора управління функція мети значніше залежить від витрат теплоносія, ніж для рідинного контура.

Описаний метод вирішення задач оптимізації з врахуванням якості управління використовується для можливості порівняння різних схем СТР та вибору оптимальних схемних рішень. У розрахунках порівнювалися оптимальні по витратним показникам системи для різних значень вагових часток  $g$  основних показників. Результати розрахунків порівняння двокоонтурної рідинної СТР з термосифонною системою охолодження подані на рис. 3 як залежність  $\Delta \Phi$  від витрати з врахуванням фактору управління.

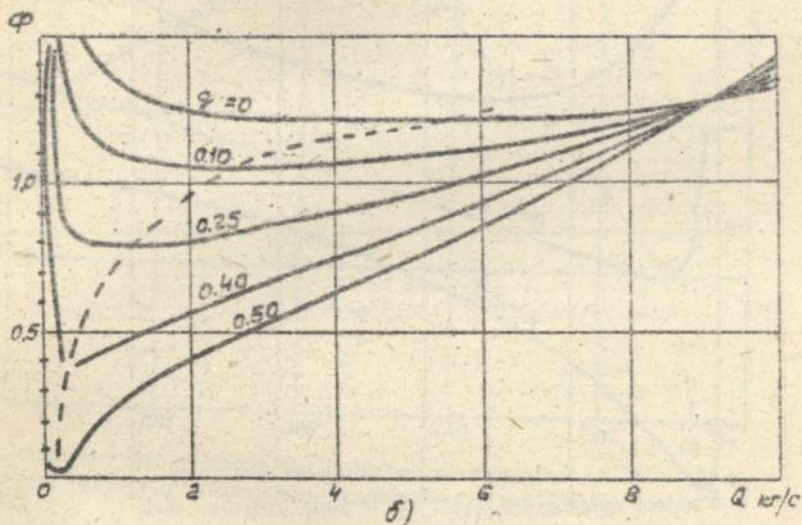
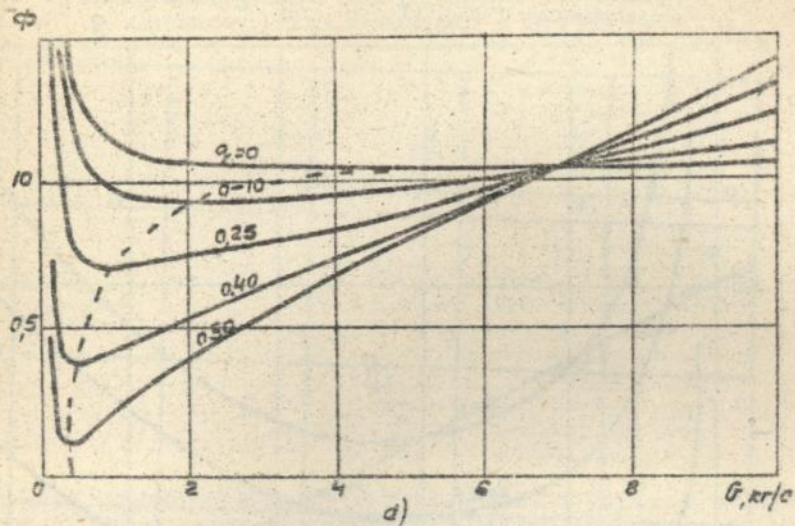
На основі проведених досліджень можливо зробити висновок, що у випадках, коли управління системою не має важливого значення ( $g \leq 0.25$ ), більш доцільними являються рідинні системи охолодження; у випадку, коли визначним фактором являється якість управління системою ( $g \geq 0.25$ ), вживання термосифонних систем охолодження виявляється більш переважним.

У четвертій главі досліджуються можливості термосифонних теплопередаючих контурів систем з штучними джерелами холоду для забезпечення заданного теплового режиму. Доводяться результати експериментальної перевірки поставленої задачі. Для одержання системи терморегулювання з регулюваними теплопередаючими термосифонними контурами було запропоновано принципово нове технічне рішення.

Для перевірки роботоздатності запропонованого винаходу був змонтован експериментальний стенд. Головний принцип роботи термосифонного контуру полягає у регулюванні теплопередаючої здатності за допомогою перерозподілення об'єму "заправленої" у контур рідини. Перерозподіл рідини між гідро-акумулятором та робочим простором теплообмінних апаратів здійснювалось за допомогою переміщення гідроакумулятору по висоті.

Результати досліджень подані на рис. 4. Тут приведені дослідні дані регулюємої температури у залежності від теплового навантаження. Крива 1 показує цю залежність при постійному положенні рівня рідини в гідроакумуляторі. З одержаної залежності видно, що із збільшенням теплового навантаження температура  $t_a$  збільшується по лінійному закону. Крива 2 показує таку ж залежність при змінному рівні рідини у гідроакумуляторі. З залежності можна зробити висновок, що за рахунок зміни положення гідроакумулятора можливо добитися практично ідеальної термостабілізації  $\partial t_a / \partial Q = 0.006$  К/Вт.

Залежність функції мети від витрати  $G$   
теплоносія при різних значеннях фактору управління.



а - для рідинного контуру , б - для термосифонного контуру .

Рис. 2.

Залежність цільової функції порівняння  $\Delta\varphi$  від витрати з урахуванням якості управління  $g$ .

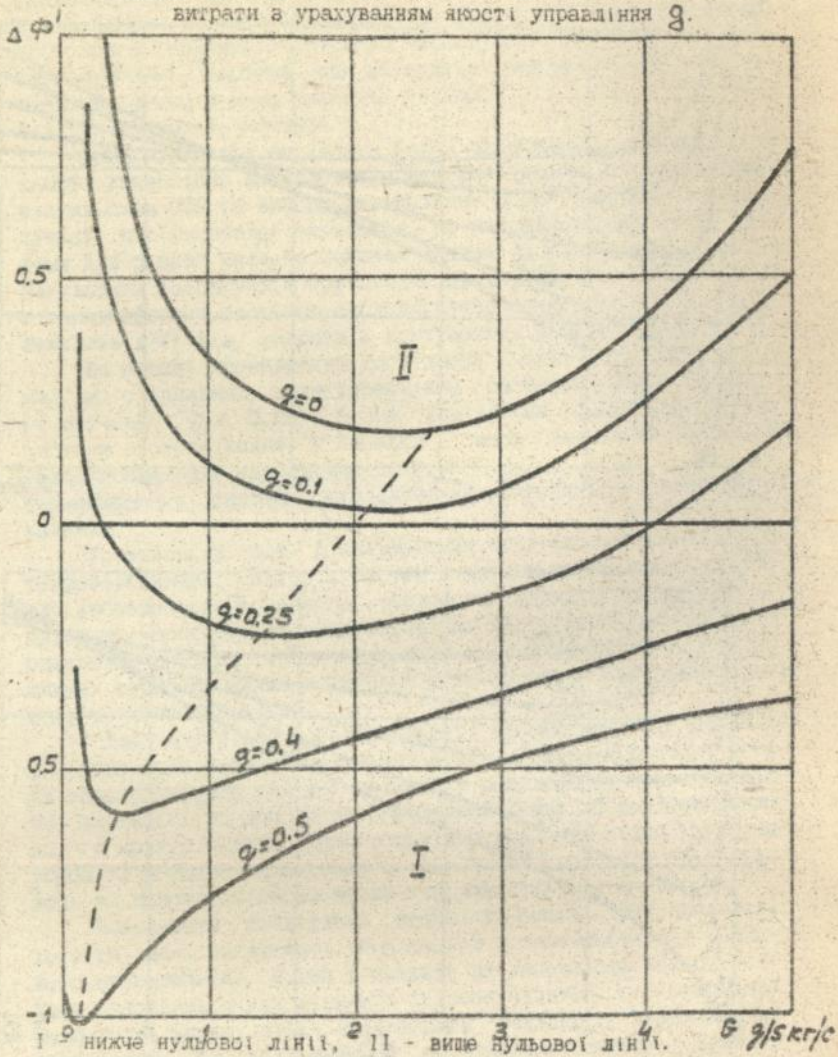
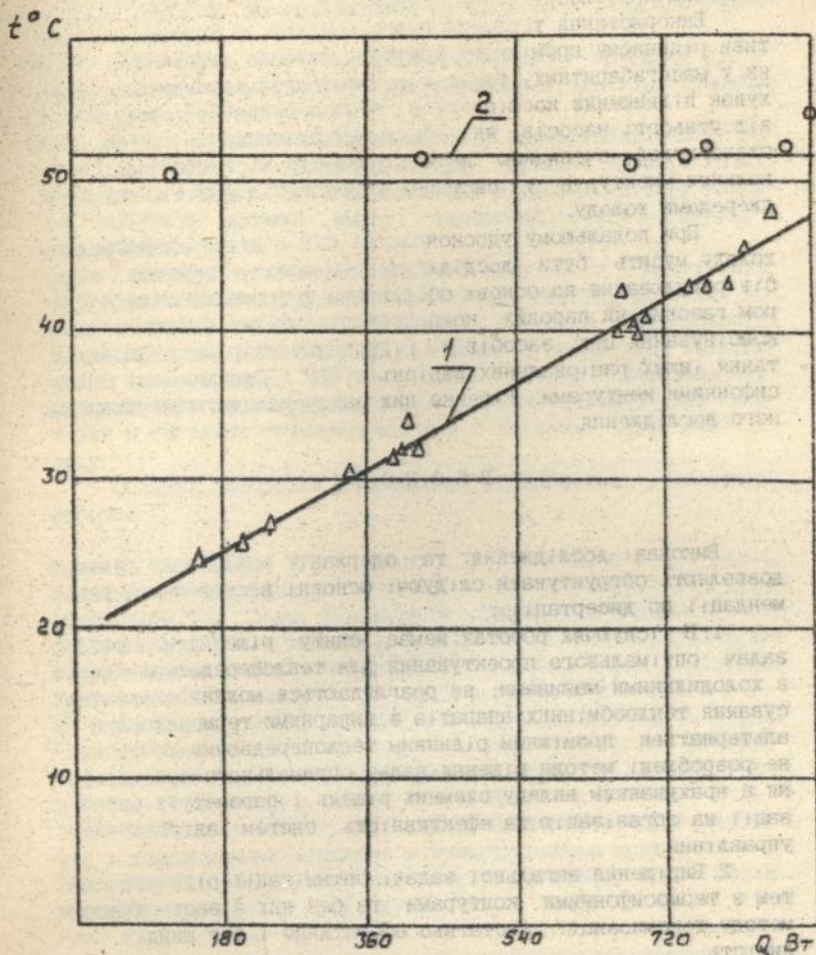


Рис. 3.

Залежність температури виходу з "гарячого" теплообмінника  $t_d$  від теплового навантаження



- 1 - при постійному положенні гідроакумулятора,
- 2 - при змінному положенні гідроакумулятора.

Рис. 4.

Таке суттєве поліпшення якості управління системи може бути головним при виборі кращої схеми СТР.

Використання термосифонного контуру, у якості альтернативи рідинному проміжному контуру дозволяє одержати вигоду як у масогабаритних, так і в енергетичних показниках, за рахунок підвищення коефіцієнтів теплопередачі у процесах та відсутності насосів, як збуджувачів циркуляції. При цьому становиться очевидною перспективність застосування регулювальних контурів у системах термостабілізації з штучними джерелами холоду.

При подальшому удосконаленні СТР з штучними джерелами холоду мусить бути досліджені можливості пасивних засобів регулювання на основі об'єднання з термосифонним контуром газових чи парових компенсаторів об'єму. Можливо також комбінування цих засобів з гідроакумуляторами та використання інших раціональних варіантів СТР з регулюючими термосифонними контурами. Рішення цих задач виходить за рамки даного дослідження.

## ВИСНОВКИ

Виконані дослідження та одержані аналітичні рішення дозволяють обґрунтувати наступні основні висновки та рекомендації по дисертації :

1. В існуючих роботах немає опиту рішення конкретних задач оптимального проектування для теплопередаючих систем з холодильними машинами; не розглядаються можливості застосування теплообмінних апаратів з випарними термосифонами як альтернативи проміжним рідинним теплопередаючим контурам; не розроблені методи рішення задач оптимального проектування з врахуванням впливу схемних рішень і параметрів оптимізації на організацію та ефективність систем автоматичного управління.

2. Вирішення загальної задачі оптимізації рідинних систем з термосифонними контурами та без них з застосуванням методу декомпозиції достатньо ефективно і дає швидку сходимость.

3. Для кількісної оцінки якості управління системи як основні характеризуючі параметри доцільно застосувати наступні величини:  $\partial T_A / \partial Q$ ,  $\partial T_A / \partial t_b$  та  $\partial T_A / \partial x_i$ , де  $x_i$  - і-е керуюче діяння. При тому чим менше  $\partial T_A / \partial Q$  та  $\partial T_A / \partial t_b$  та чим більше  $\partial T_A / \partial x_i$ , тим вище якість керування системи. Цій підхід може бути використований не тільки для рішення відповідних оптимізаційних задач, але й для об'єктного порівнювання та

вибору різних систем термостабілізації з урахуванням якості їх управління.

4. Застосування схемних рішень з автономними проміжними термосифонними контурами дає перевагу у випадках, коли основною вимогою, що висувається до системи є вимога по якості керування.

5. Дослідна перевірка запропонованого принципу термостабілізації на установці регульовального контуру виявила добрі результати.

6. Застосування пасивних засобів термостабілізації, таких як гідро- та газоаккумулятори, суттєво підвищує якість термостабілізації. Зміною положення гідроаккумулятору можливо добитися високої якості термостабілізації ( $\partial t_A / \partial Q = -0.006 \text{K/Wt}$ ).

7. Використання термосифонного контуру як і альтернативи традиційному рідинному проміжному контуру дозволяє поліпшити якість термостабілізації та зменшити масогабаритні та енергетичні витрати, що пов'язано з підвищенням ефективності теплопередачі та відсутністю насосів. Виявлена перспективність застосування регульовальних термосифонних контурів у системах терморегулювання в штучних джерелах холоду.

Основні положення дисертації опубліковані у наступних роботах:

1. Денисенко Е. Г., Дябло В. В. Частные и общие задачи оптимизации охлаждающих систем с применением холодильных установок // Теж. докл. Всесоюзной научно-практической конференции: Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговле и на транспорте. - Одесса, 1991, т. 2. - С. 32.

2. Денисенко Е. Г., Дябло В. В. Оптимизация систем терморегулирования с холодильными машинами // Теж. докл. Всесоюзной научно-технической конференции: Холод - народному хозяйству. - Ленинград, 1991. - С. 44-45.

3. Денисенко Е. Г., Дябло В. В. Системы терморегулирования с холодильными машинами и термосифонными контурами // Теж. докл. Всесоюзной научно-технической конференции: Холод народному хозяйству. - Ленинград, 1991. - С. 45-46.

4. Денисенко Е. Г., Смирнов Г. Ф. О методике проектной оптимизации систем термостабилизации // Теплоэнергетика. - 1992. N 12. - С. 59-61.

5. Smirnova E. H., Djablo V. V. The thermal control systems optimization with respect to control quality, Czech

Умовні позначення:

$M_0$  - маса холодильної установки;  $M_{i1}$  - маси і-тих теплообмінних апаратів по переносу теплоти від об'єктів охолодження до рідинного контуру;  $M_{i2}$  - маса трубопроводів в і-тих контурах;  $M_{i3}$  - маса насосів та зв'язаних з ними допоміжними улаштуваннями;  $N_1$  та  $N_2$  - потужність на виробництво холоду і на циркуляцію теплоносія у і-ому контурі;  $Q$  - коефіцієнт, приводячий енерговитрати до умовної маси;  $\sum_{i=1}^n M_i$  та  $\sum_{i=1}^n N_i$  - сумарні маси та енерговитрати системи термостабілізації при змінних значеннях незалежних параметрів;  $(\sum_{i=1}^n M_i)$  та  $(\sum_{i=1}^n N_i)$  - такі ж величини, але для початкового (базисного) варіанту;  $F_2$  - площа і-ого теплообміннику;  $g_M$  та  $g_N$  - вагові частки маси та енерговитрат у загальному критерії оптимальності;  $t_0$  - температура навколишнього середовища;  $M$  - кількість контурів;  $d$  та  $l$  - діаметр та довжина трубопроводу;  $K_d$  - міцнісний коефіцієнт;  $\rho_M$  - щільність матеріалу;  $\eta_M$  - к.к.д. насоса;  $B$  - витрати рідини;  $M$  - змінна, котра залежить від режиму течення рідини у трубопроводі;  $\rho'$  - щільність рідини;  $M_1$  та  $M_2$  - поточні значення критеріїв;  $M_0$  та  $M_{i0}$  - такі ж значення критеріїв, але у початковому варіанті;  $g$  та  $g_0$  - вагові частки різних критеріїв у функції мети  $\Phi$ ;  $\Phi$  - функція мети системи порівняння;  $\Phi_0$  - та ж, але системи, прийнятої за базу порівняння;  $\Delta\Phi$  - металева функція порівняння.

Індекс:

$O$  - база порівняння;  $X$  - відноситься до холодильної установки,  $M$  - масовий;  $N$  - енергетичний;  $B$  - навколишнього середовища;  $M$  - відноситься до випарування.

*J. E. Camp*