

На правах рукопису

ШТЕДЬМАХ Олег Миколайович

ВДОСКОНАЛЕННЯ ВПРИСКУЮЧИХ ОХОЛОДНИКІВ ДЛЯ АМІАЧНИХ
ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Спеціальність: 05.04.03 - Машини і апарати холодильної
та криогенної техніки і систем
кондиціонування.

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Робота виконана в Одеському Інституті низькотемпературної техніки та енергетики.

Науковий керівник: кандидат технічних наук,
доцент ЖИВИЦЯ В.І.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук,
професор СМІРНОВ Г.Ф.,
кандидат технічних наук,
старший науковий спів-
робітник ОЛІНИЧЕНКО В.Т.

Провідна організація: АНВО "ОДЕСХЛОД"

Захист дисертації відбудеться "26" 04 1994 р.
о ___ годині на засіданні спеціалізованої Ради К.068.27.01.
Одеського Інституту низькотемпературної техніки та енергетики
за адресою: 270100, м.Одеса, вул. Петра Великого, 1/3, ОІНТЕ.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Одеського Ін-
ституту низькотемпературної техніки та енергетики

Автореферат розіслано "21" 03 1994 р.

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

Р.К. Нікульшин

Вих. № 03-58

ЛННБ ім. В. Стефаніка
АН України

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00810410 (E)

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Ам'ячні парокомпресійні холодильні машини та установки з поршньовими та гвинтовими маслозавоєними компресорами (ГМК) знаходять широке вживання в багатьох галузях народного господарства.

Задовільна робота ГМК забезпечується системою охолодження масла, яка відводить в навколишнє середовище від 20 до 70 відсотків тепла стиснення. Вибір системи та засобу відводу тепла від масла у багатьому визначає як масо-габаритні характеристики і вартість цих машин, так і техніко-економічні показники при їх експлуатації.

Увага до альтернативних водяних систем охолодження масла зумовлена необхідністю вирішення екологічних та енергетичних проблем, значним збільшенням вартості води.

Використання вприскувачів теплообмінників з безпосереднім контактом серед для охолодження паромасляних потоків в холодильних установках (міжступеньового охолодження у двуступеньових установках, охолодження масла у ГМК) дозволяє у значній мірі інтенсифікувати теплообмін, знизити габарити, металомісткість та вартість теплообмінного апарату.

Знання закономірностей тепло та масообмінних процесів під час випарного охолодження паромасляних сумішей у вприскувачів контактних охолоджувачах та умов виникнення при цьому ефекту теплової компресії дає можливість визначити характеристики цих апаратів та область їх використання в холодильних установках.

Метою роботи є підвищення ефективності вприскувачів контактних охолоджувачів потоків паромасляних сумішей для ам'ячних холодильних установок та забезпечення роботи установок з ГМК в умовах з недостаткою або при повній відсутності охолоджуючої води.

Для цього необхідно було вирішити завдання:

1) розробити модель багатопоточкового охолоджувача паромасляних потоків для ам'ячних холодильних установок з поршньовими та гвинтовими компресорами.

2) провести експериментальні дослідження охолоджувача масла для ам'ячного бустерного гвинтового компресора.

3) встановити адекватність існуючих експериментальних даних по роботі вприскувачів охолоджувачів для ам'ячних холодильних установок даним, здобутим у результаті розрахунків за допомогою запропонованої математичної моделі.

4) провести порівняльний техніко-економічний аналіз систем охолодження масла водою і вприснутим у нагнітальний трубопровід компресора аміаком.

5) розробити рекомендації що до застосування вприскуючих охолоджувачів для аміачних холодильних установок.

Наукова новизна роботи визначається тим, що в ній розроблена методика визначення характеристик необхідних при проектуванні вприскуючих контактних охолоджувачів аміачних парових потоків з різним змістом масла, і охолоджувачів масла до ГМК.

Наукові положення, які захищаються у роботі:

1. Вприскуючі контактні охолоджувачі, в яких використовується термогазодинамічний ефект, доцільно застосовувати у аміачних холодильних установках для охолодження потоків паромасляних сумішей.

2. Розроблена одновимірна стаціонарна математична модель багатоцільових охолоджувачів паромасляних потоків дозволяє з прийнятою для практичних розрахунків точністю встановити їх конструктивні та експлуатаційні характеристики.

Основні наукові результати які виносяться на захист.

1. Нова математична модель багатоцільових охолоджувачів паромасляних потоків для аміачних холодильних установок та результати моделювання процесів у них.

2. Результати експериментальних досліджень вприскуючого охолоджувача масла до бустерного ГМК аміачної двухступеневої установки.

3. Рекомендації до проектування та вживання вприскуючих охолоджувачів для аміачних холодильних установок.

Практична цінність роботи визначається тим, що підвищена ефективність процесів охолодження масла та знижена металомісткість холодильної установки;

- забезпечена робота ГМК в умовах нестачі чи відсутності охолоджуючої води, наприклад, у складі холодильних установок з повітряними або евапоративними конденсаторами;

- розроблені обґрунтовані рекомендації до проектування цих апаратів для цілей:

1. міжступеневого охолодження потоків, в двухступєневих холодильних установках;

2. охолодження паромасляних потоків після холодильних ГМК.

Апробація роботи. Головні положення та результати роботи доповідались та обговорювались на Всесоюзній науково-технічній кон-

ференції "Розробка компресорних машин та установок забезпечуючих інтенсивний розвиток галузей паливно-енергетичного комплексу" (м. Суми, 1939), Всесоюзній науково-практичній конференції "Шляхи, інтенсифікації виробництва з використанням штучного холоду в галузях АПК, торгівлі та на транспорті" (м. Одеса, 1939 р.), Всесоюзній науково-технічній конференції "Холод - народному господарству" (м. Санкт Петербург, 1991 р.), Засіданнях комісія В2, С2, D2 Міжнародного Інституту холоду (м. Дрезден, НДР, 1990), XVIII Міжнародному конгресі по холоду (м. Монреаль, Канада, 1991), науково-технічних конференціях професорсько-викладачового складу ОІНТЕ (1990-1992).

Публікації. Головний зміст дисертації опубліковано у восьми друкованих роботах.

Структура і об'єм дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох глав, висновків, та додатків. В роботі 112 сторінок основного тексту, 32 рисунка, 4 таблиць.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність роботи, сформульована мета дослідження, викладені наукова новизна та практичне значення роботи.

В першому розділі розглянуто процеси у виприскуючих контактних охолодниках - групи теплосмінних апаратів широко використовуваних у різних галузях техніки. Апарати які досліджувались у роботах Шапіро, Вадлей, Гавріїла, Ерофєєва, Шаманова були названі аеротермопресорами тому, що при відповідній організації у них процесів випарного контактного охолодження з'являється ефект теплової компресії і апарати можуть мати нульовий чи навіть негативний гідродинамічний опір. Експериментальне дослідження цих апаратів для охолодження пару перед паровими турбінами виконані Форостовим і Юргасвим.

Вперше можливість виникнення ефекта теплової компресії була показана Вудісом, як один з висновків із запропонованого ним закону обороту впливів.

Проведений аналіз показав, що термогазодинамічний ефект може бути реалізований при випарному охолодженні потоків у аміачних холодильних установках.

Роботи Живіци В. І. та Богача О. М. присвячені дослідженням

вприскувачих охолоджувачів-термопресорів для цілей міжступенньового охолодження пару у аміачних холодильних установках. Рекомендації до проєктування цих апаратів, запропоновані ними, були недостатньо обґрунтовані. Відсутність у явному вигляді заліку процесів гідродинаміки та тепло-масообміну між випаровувачими крайніми і охолоджуєним потоком; тректовка потоку охолоджуємого аміачного пару як потоку ідеального газу у запропонованій моделі апарату не дозволяли простежити динаміку процесів у ньому, обґрунтувати потрібні геометричні характеристики охолоджувача.

Дослідженню систем охолодження масла у ГМК холодильним агентом присвячені роботи Широкова, Косенкова, Ліндборга, Моніки, Сжимашека, Роміна. Системи різняться місцем і засобом подачі холодильного агента у ГМК (зовнішній маслоохолоджувач, камера стиснення, вихлопний трубопровід, маслосепаратор). Серед систем без зовнішнього охолоджувача найбільш теоретично і практично досліджені системи з подачею холодильного агента у камеру стиснення (так як така система найлегше реалізується), хоча проведення Ліндборгом та Сжимашеком техніко-економічний аналіз показав, що системи охолодження масла холодильним агентом вприскуєним у нагнітальний трубопровід ГМК повинні мати найкращі показники серед розглянутих систем. В літературі, однак, відсутні як методики їх проєктування, так і рекомендації по використанню.

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ У ВПРИСКУВАЧИХ ОХОЛОДЖУВАЧИХ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ

на є Принципова схема вприскуємого охолоджувача - термопресора, контрольного об'єкта у його каналі і розподіл параметрів вздовж каналу апарату наведені на мал. 1. Апарат складається з сопла - 1 у якому потік підвищує свою швидкість і отримує запас кінетичної енергії; системи вприску (сопла) - 2, з допомогою якої у потік надходить рідка аміак, секції випаровування - 3, де більша частина рідини випаровується, а потік інтенсивно охолоджується та дифузора - 4 у якому зменшується швидкість потоку.

Записавши для контрольного об'єкта рівняння збереження енергії

$$GdZ = d(G_v h_v) + d(G_L h_L) + d(G_M h_M) + d(G_v w_v^2/2) + d(G_L w_L^2/2) + d(G_M w_M^2/2), \quad (1)$$

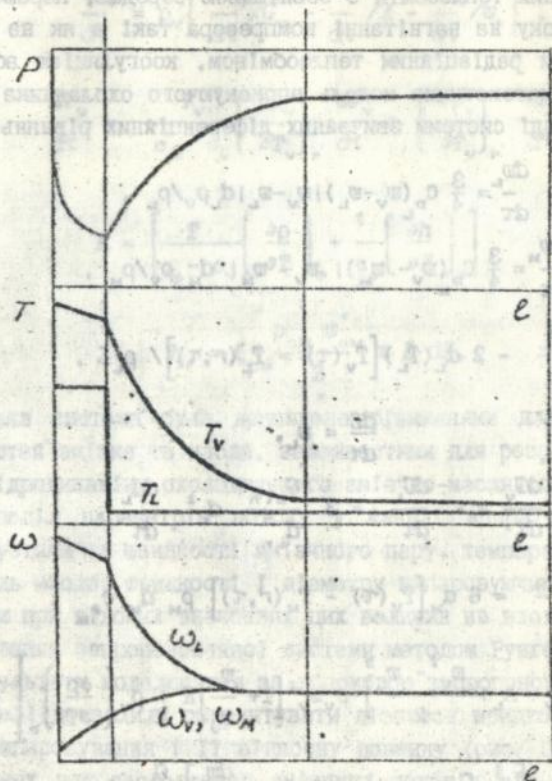
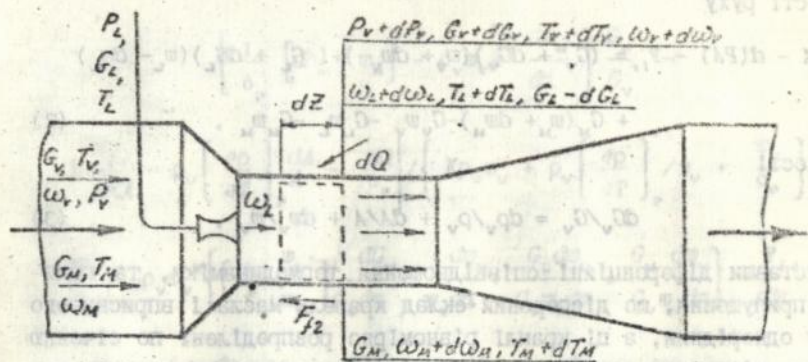


Рис. 1 Принципова схема вирикучого охолодника - термпре-
сора, контрольний об'єм у його каналі та розподіл ро-
бочих параметрів вздовж нього.

кількості руху

$$PdA - d(PA) - P_{ir} = (G_v + dG_v)(w_v + dw_v) + (G_L + dG_L)(w_L - dw_L) + G_M(w_M + dw_M) - G_v w_v - G_L w_L - G_M w_M, \quad (2)$$

сплошності

$$dG_v/G_v = d\rho_v/\rho_v + dA/A + dw_v/w_v, \quad (3)$$

використавши диференціальні співвідношення термодинаміки, та приймавши припущення, що дисперсний склад крапель масла і випригнутого змішанку однорідний, а ці краплі рівномірно розподілені по січню апарата; відсутній теплообмін з зовнішньою середою, параметри паромасляного потоку на нагвітанні компресора такі ж як на вході в апарат, нехтуючи радіаційним теплообміном, коагуляцією або дробленням крапель математична модель виприскуючого охолоджника була записана у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь:

$$\frac{dw_L}{d\tau} = \frac{3}{4} c_p (w_v - w_L) |w_v - w_L| d_L \rho_v / \rho_L,$$

$$\frac{dw_M}{d\tau} = \frac{3}{4} c_p (w_v - w_M) |w_v - w_M| d_M \rho_v / \rho_M,$$

$$\frac{dd_L}{d\tau} = 2 \alpha_L (T_L) [T_v(\tau) - T_L(r, \tau)] / \rho_L L,$$

$$\frac{dz}{d\tau} = w_L,$$

$$\frac{dG_v}{d\tau} = - \frac{dG_L}{d\tau} = 3 \frac{G_L \tau^n}{d_{L_n}^3} d_L^2 \frac{dw_L}{d\tau},$$

$$\frac{dT_M}{d\tau} = 6 \alpha_M [T_v(\tau) - T_M(r, \tau)] \rho_M d_M c_p,$$

$$\frac{dw_v}{d\tau} = \left\{ \frac{1}{c_p} \left[h_v - h_L + \frac{w_v^2 - w_L^2}{2} \right] - \rho_v w_v^2 \left[1 + \frac{w_L}{w_v} \right] K + \rho_v \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \right\} \frac{1}{G_v} \frac{dG_v}{d\tau} +$$

$$\left[\frac{1}{c_p} \left[dh_L + w_L \right] - \rho_v w_v K \frac{dw_L}{d\tau} \right] \frac{G_L}{G_v} +$$

$$\left[\frac{1}{c_p} \left[dh_m + w_m \right] - \rho_v w_v K \frac{dw_m}{d\tau} \right] \frac{G_m}{G_v} -$$

$$- K \frac{F_{fr}}{d\tau A} - \rho_v \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \frac{dA}{A} - \frac{dG_v}{c_p} \left\{ K \rho_v w_v + \rho_v \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p^{-1} / w_v + \frac{w_v}{c_p} \right\},$$

$$\frac{dP}{d\tau} = -\rho_v w_v^2 \left\{ \left(1 + \frac{w_L}{w_v} \right) \frac{dG_v}{G_v d\tau} + \frac{dw_v}{w_v d\tau} + \frac{G_L dw_L}{G_v w_v d\tau} + \frac{G_m dw_m}{G_v w_v d\tau} \right\} - \frac{F_{fr}}{A d\tau},$$

$$\frac{d\rho_v}{d\tau} = \rho_v \left\{ \frac{dG_v}{d\tau} / G_v - \frac{dA}{d\tau} / A - \frac{dw_v}{d\tau} / w_v \right\},$$

$$\frac{dT_v}{d\tau} = \frac{T_v}{c_p - c_v} \left[\frac{\partial \rho_v}{\partial T_v} \right]_p \frac{dP_v}{d\tau} + \left[\frac{\partial \rho_v}{\partial T_v} \right]_p^{-1} \frac{d\rho_v}{d\tau}.$$

де

$$K = \left[\frac{T}{c_p - c_v} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p + \frac{1}{c_p} \left[\frac{\partial h}{\partial P} \right]_p \right]$$

$$F_{fr} = \zeta_{cm} \frac{\rho_{cm} w_{cm}}{2} \pi D \cdot dZ,$$

Одержана система була доповнена рівняннями для теплофізичних властивостей аміака та масла, залежностями для розрахунку теплообміну і гідродинаміки охолоджуемого аміачно-масляного потоку.

Росподіл параметрів потоку у каналі апарату: температури, тиску, густини та швидкості аміачного пару, температури і швидкості крапель масла, швидкості і діаметру випаровувачих крапель аміаку знаходили при відомих значеннях цих величин на вході в апарат шляхом вирішення запропонованої системи методом Рунге-Кутта.

Результати моделювання за допомогою запропонованої математичної моделі дозволили обґрунтувати діапазон швидкостей (рис. 2) у секції випаровування і її відносну довжину (рис. 3) для апаратів, призначених для охолодження аміачних потоків між ступенями стиснення двухступеньових аміачних холодильних установок.

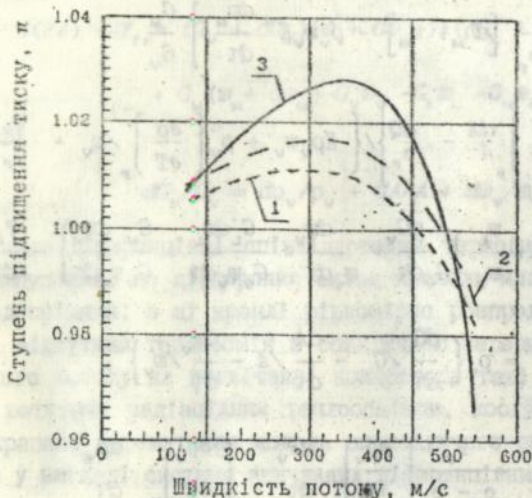


Рис. 2 Залежність ступеню підвищення тиску у термопресорі від швидкості у секції випару діаметром 50 мм при температурі конденсації 30°C і робочій температурі кипіння амміаку 1 - -50°C, 2 - -40°C, 3 - -30°C.

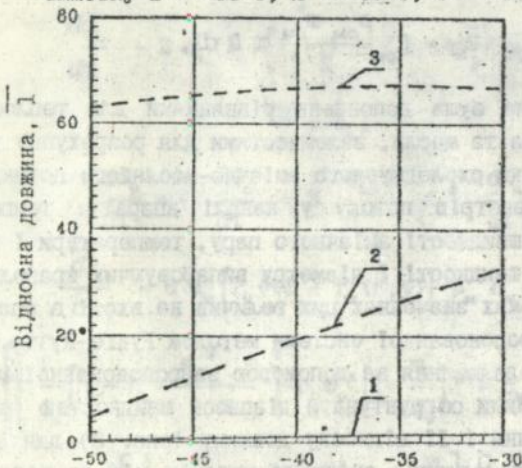


Рис. 3 Залежність відносної довжини секції випару термопресора на яку досягається найбільше підвищення тиску від робочої температури кипіння амміаку для діаметрів секції випару 1 - 50 мм, 2 - 30 мм, 3 - 15 мм.

Третій розділ присвячений експериментальному дослідженню впливу кучного охолодника до бустерного ГМК А 350-7-7, працюючого у складі промислової двухступеньової холодильної установки на Опаському хладокомбінаті.

Місцем вприску рідкого аміаку був вибран сільфом (гнучка вставка) між компресором та маслосепаратором. Рідкий аміак вприскувався в паромасляний потік за допомогою сопла Лаваля з діаметром критичного січення 1 мм і вуглом розчину 7°.

В установці був передбачений вимір тиску аміаку на стороні всмоктування, нагнітання ГМК, тиску рідкого аміаку перед регулюючим гвентилем, різниці тиску паромасляної суміші на вході та виході охолодника, тиску після масляного насосу, температур нагнітання, всмоктування, конденсації, а також температури масла після охолодника і в маслосбірнику, температури масла на нагнітання після маслоохолодника та температури паромасляного потоку перед гнучкою вставкою. Вимір визначених параметрів проводили по показникам штатних і встановлених нами приборів з автоматичним записом вимірів. Контролювався рівень масла у маслосепараторі і потужність електродвигуна ГМК.

Температура вимірювалась термометрами-опору та ртутними термометрами. Тиск вимірювався манометрами, різниця тиску - диференціальним манометром.

Рівень масла вимірювали перед включенням компресора до роботи по лінії нанесення на мірних склах, встановлених на вході та виході з маслосепаратора компресора. Вміст масла розраховувався по різниці рівня масла в маслосепараторі в кінці і на початку робочого тижня.

В ході експериментів встановлено, що вузол охолодження масла вприскуваним холодильним агентом працює стабільно у всьому діапазоні температур і тисків які характерні для досліджуемого ГМК двухступеньового агрегата АД-130. Температура масла не виходила за кордони від 30 до 55°С. Вміст масла з компресора при такому засобі його охолодження не ставав поганим при температурах конденсації до 35°С. При підвищенні температури вище вказаної величини було необхідно підвищувати витрати рідкого аміаку через сопло для досягнення потрібної температури масла. Аміак, який вприскувався, не встигав повністю випаритися на шляху до маслосепаратора і конденсувався у ньому, що приводило до випарювання великої кількості

ліни (яка спостерігалась у оглядовому склі, встановленому на маслосепараторі). Це призводило до зниження рівня масла у маслосепараторі, з пізніше, і до зриву роботи маслососа. Було відмічено, що при таких умовах роботи витрати масла на винос з компресора зростає.

Отримати підвищення тиску в апараті, як результат дії термогазодинамічного ефекту в ході експериментальних досліджень не вдалось.

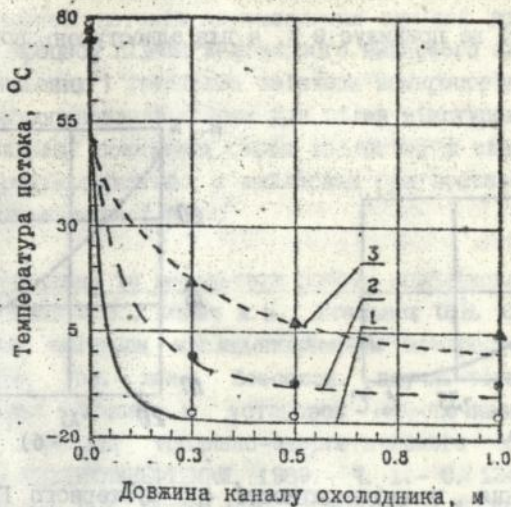
Порівняння результатів теоретичних розрахунків і даних, які були отримані в результаті експериментальних досліджень показує, що запропонована математична модель задовільно описує процеси охолодження паромасляних потоків у прийнятому для аміачних холодильних установок діапазоні температур випаровування та конденсації (рис. 4).

Враховуючи розділі подані рекомендації до проектування вприскуваних охолоджувачів різних призначень для аміачних холодильних установок. Діаметр секції випару вприскуваних охолоджувачів повинен вибиратися із умови забезпечення швидкості паромасляної суміші у ній із діапазона від 300 до 400 м/с (для цілей міжступеньового охолодження) і від 50 до 100 м/с (для цілей охолодження паромасляної суміші після ГМК). Довжину секції випаровування необхідно приймати із умови повного випару вприскуваного аміаку, але не менше ніж 10-ти її діаметрів. Для подачі та розпилу рідкого аміаку необхідно використовувати сопла Лавала з кутом розчину до 7° , які працюють на різниці тиску конденсації і тиску в секції випару охолоджувача.

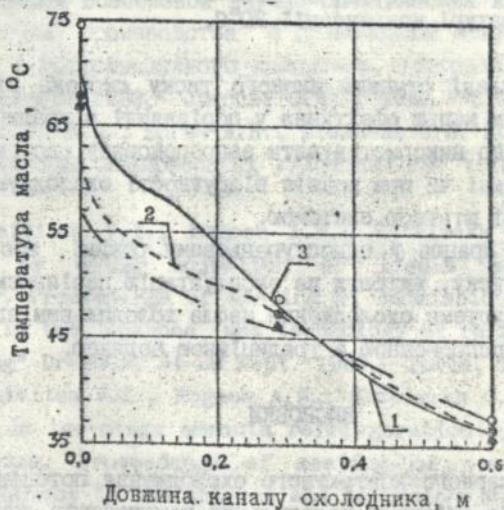
Проточна частина вприскуваного охолоджувача для цілей міжступеньового охолодження повинна включати конфузор з кутом суження 45° , циліндричну секцію випару і дифузор з кутом розкриття $10 - 12^\circ$, проточна частина охолоджувача масла після ГМК може не включати конфузор та дифузор.

Як регулятор витрат рідкого аміаку, вприскуваного у апарат необхідно використовувати терморегулюючі гвентилі (для міжступеньового охолодження) и вприскуючі гвентилі для апаратів для охолодження масла у ГМК.

Проведений порівняльний техніко-економічний аналіз систем охолодження масла водою і вприскуваним в нагнітальний трубопровід компресора аміаксом показав, що для бустерного ГМК відносно знижен-



а)



б)

Рис. 4 Розподіл температур потоку вздовж каналу термопресора (а) і температури масла вздовж каналу охолодження масла бустерного ГМК (б), отримані розрахунковим і експериментальним шляхом для робочих температур кіпіння 1, о - -50°C, 2, • - -40°C, 3, ▲ - -30°C.

ня холодовидатності не привисує 9 %, а для одноступеньового ГМК - 20 % (рис. 5).

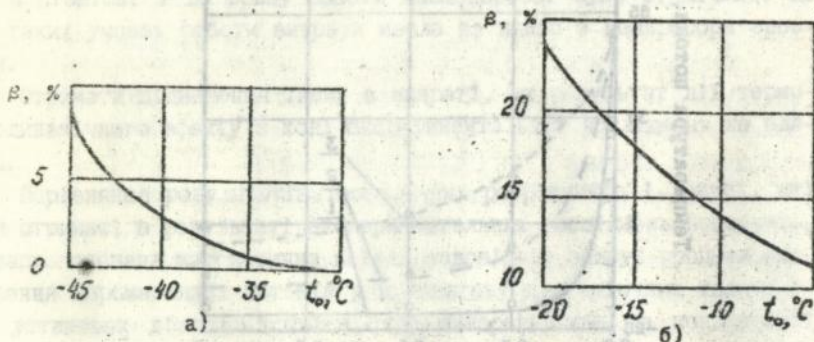


Рис. 5 Зниження холодовидатності (β) бустерного ГМК (а) і одноступеньового ГМК (б) при охолодженні масла аміаком, вприскуємим у нагнітальний трубопровід компресора при температурі конденсації 30°C.

Для ГМК у складі ступеню низкого тиску система охолодження холодильним агентом менш ефективна у порівнянні з традиційною водяною. Тому доцільно використовувати запроповану систему при нестачі, поганому стані чи при повній відсутності охолоджуючої води, або у комбінації зі штатною системою.

Для ГМК який працює у одноступеньовому режимі, або у складі ступеню високого тиску, витрати на експлуатацію порівнюємих систем стануть схожими і система охолодження масла холодильним агентом може бути конкурентноспроможною з традиційною водяною.

ВИСНОВКИ

1. У разі випарного контактного охолодження потоків паромасляних сумішей після аміачних холодильних компресорів доцільно використовувати термогазодинамічний ефект.

2. Випарне контактне охолодження паромасляних потоків у вприскуючих теплообмінниках дозволяє знизити габарити охолоджувачів у порівнянні з традиційними і експлуатувати ГМК при нестачі, або при повній відсутності охолоджуючої води.

3. Запропонована математична модель багатопільового вприскую-

чого охолоджувача потоків паромасляних сумішей дозволяє задовільно описувати процеси під час контактного випарного охолодження потоків після поршньових і гвинтових аміачних компресорів.

4. Запропонований апарат для цілей міжступеньового охолодження має найкращі показники серед аналогів, а охолоджувачі масла для ГМД конкурентноспроможні з аналогами при вистачі або повній відсутності охолоджуючої води.

Основні положення та результати роботи опубліковано в роботах:

1. Живица В.И., Богач А.Н., Штельмах О.Н. Охлаждение масла в холодильном винтовом маслянаполненном компрессоре впрыскиваемым хладагентом. Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. "Создание компрессорных машин и установок обеспечивающих интенсификацию развития отраслей топливно-энергетического комплекса", Сумы, 1989. - М.: ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, 1989. - Ч. 1. - С. 124.

2. Живица В.И., Богач А.Н., Штельмах О.Н. Исследование работы винтового компрессорного агрегата с охлаждением масла хладагентом. Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции. "Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговле и на транспорте" Одесса, сентябрь 1989. - Одесса: ОТИХП, 1989. - с. 48.

3. Живица В.И., Богач А.Н., Штельмах О.Н. Проблемы охлаждения масла в винтовых компрессорах //Холодильная техника, -1990. -№1. -с.29-31.

4. Zhivitsa V.I., Bogach A.N., Shtelmakh O.N. Oil cooling processes by using injection of liquid ammonia in screw compressor. Proceedengs of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3, "Progress in the science and technology of refrigeration in food engineering" Dresden, 24-28 Sept. 1990. - Paris, 1990. - P. 89-91.

5. Zhivitsa V.I., Bogach A.N., Shtelmakh O.N. Desuperheating of vapour in two-stage ammonia refri geration plant by using the thermopressor. Proceedengs of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3, "Progress in the science and technology of refrigeration in food engineering". Dresden, 24-28 Sept. 1990. - Paris, 1990. -P.147-151.

6. Живица В.И., Онищенко В.П., Штельмах О.Н. Математическое моделирование впрыскиваемых охладителей для аммиачных холодильных установок. Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции "Холод - народному хозяйству". Ленинград /Д.ЛТИИ.

1991. - С. 133.

7. Jivitsa V.I., Bogach A.

the vapour cooler in ammonia refrigeration plant. Proceedings XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, 10-17 Aug. 1991. - Montreal, 1991. - vol. III, P. 1099-1102.

8. Живица В.И., Богач А.Н., Штельмах О.Н. Холодильная установка. Авторское свидетельство СССР № 1815535 от 11 октября 1992 г.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

A - площа, m^2 ; c_p - питома ізобарна теплоємність, $kJ/kg K$; c_v - питома ізохорна теплоємність, $kJ/kg K$; c_D - коефіцієнт опору краплі; D - діаметр каналу, m ; d - діаметр краплі, m ; F_{fr} - сила тертя о стінки каналу, N ; G - масова витрата, kg/s ; h - ентальпія, kJ/kg ; Q - тепло, підведене через стінки апарата, $Dж$; L - тепло фазового переходу, kJ/kg ; P - тиск, Pa ; T - температура, K ; w - швидкість, m/s ; Z - координата, m ; α - коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/m^2 K$; $W = 1 - (d/d_{IN})^3$ - ступень випару крапель аміаку; $\pi = P/P_{IN}$ - відносне підвищення тиску, число пі; ρ - густина, kg/m^3 ; τ - час, s ; ζ - коефіцієнт опору; Z - координата, m .

ПІДСТРОЧНІ ІНДЕКСИ

IN - умови на вході в охолодник; L - рідкий стан; M - масло;
 V - паровий стан; cm - суміш.

Надруковано по друку 16.03.1994 р. Обсяг I друк. арк.

Формат 60x84 I/16. Зам. 48. Тираж 100.

Друкерня УДАЗ Ім. О.С.Попова. Одеса, Старопортофранківська, 61