

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

Бабіченко Юлія Анатоліївна

УДК 681.51:621.575:661.53

**ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО – І МАСООБМІНУ
ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ БЛОКУ ВТОРИННОЇ КОНДЕНСАЦІЇ
ВИРОБНИЦТВА СИНТЕТИЧНОГО АМІАКУ**

Спеціальність 05.17.08. – процеси та обладнання хімічної технології

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автоматизації хіміко-технологічних систем та екологічного моніторингу Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Тошинський Володимир Ілліч,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
завідувач кафедри автоматизації хіміко-
технологічних систем і екологічного моніторингу

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Фокін Віталій Сергійович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,
професор кафедри теплотехніки;

кандидат технічних наук,
Панасенко Володимир Олексійович,
Державний науково-дослідний та
проектний інститут основної хімії,
м. Харків,
начальник науково-технічного відділу

Провідна установа: Науково-дослідний та проектний інститут хімічних
технологій Державного комітету промислової політики
України, м. Северодонецьк

Захист дисертації відбудеться “ 28 “ квітня 2005 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.05 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий “ 25 “ березня 2005 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради Д 64.050.05

Тимченко В.К.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Одним з найважливіших продуктів хімічної промисловості є синтетичний аміак, що широко використовується у виробництвах мінеральних добрив, азотної кислоти, вибухових речовин та холодильній техніці.

Вітчизняні системи виробництва синтетичного аміаку серії АМ – 1360 за своїми технологічними показниками відповідають зарубіжним аналогам, однак в 1,3 ÷ 1,5 рази поступаються їм по енергоспоживанню. Біля 50 % від загального споживання електроенергії агрегатом синтезу припадає на блок вторинної конденсації продукційного аміаку з циркуляційного газу. Генераторами холоду у цьому блоці є аміачна турбокомпресорна (АТК) і дві водоаміачні абсорбційні холодильні (АХУ) установки. Використання АТК з електроприводом і обумовлює надмірне споживання електроенергії. Значно економічніші абсорбційно-холодильні установки. Однак їх холодопродуктивність залежить від коливань температури атмосферного повітря, що призводить до неможливості стабілізації температурного режиму блоку вторинної конденсації.

Економічна ефективність агрегатів синтезу аміаку може бути суттєво підвищена шляхом виключення АТК з технологічної схеми з одночасним збільшенням холодопродуктивності АХУ за рахунок зміни її технологічних характеристик із забезпеченням незалежності експлуатації від температурних коливань атмосферного повітря.

Зважаючи на це, набуває актуальність розробка енергозберігаючого процесу вторинної конденсації за допомогою тепловикористовуючих холодильних систем на основі досліджень та математичного моделювання процесу охолодження циркуляційного газу.

Зв'язок дисертації з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі автоматизації хіміко-технологічних процесів та екологічного моніторингу НТУ “ХПІ” у рамках держбюджетної тематики Міністерства освіти та науки України “Математичне моделювання гетерогенних процесів з енергозбереженням як наукова основа екологічно орієнтованих та природоохоронних технологій” (№ ДР 0120U000971), в якій здобувач була виконавцем окремого розділу.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності та економічності виробництва аміаку шляхом розробки енерготехнологічної системи охолодження циркуляційного газу в процесі вторинної конденсації аміаку.

Досягнення цієї мети передбачає вирішення наступних задач:

- визначити фактори, що підвищують ефективність процесу охолодження циркуляційного газу за допомогою АХУ;
- встановити залежності холодопродуктивності АХУ від сезонних коливань температури атмосферного повітря;

- виконати ідентифікацію процесів тепло – і масообміну у випарнику та абсорбері за експериментальними даними, розробити їх математичні моделі і визначити технологічні параметри, що забезпечують підвищення холодопродуктивності АХУ;
- визначити параметри термодинамічного циклу системи охолодження циркуляційного газу у випарниках, які дозволять збільшити холодопродуктивність АХУ в умовах підвищеного теплового навантаження у весняно-літній період;
- виконати синтез енергозберігаючої схеми блоку вторинної конденсації із застосуванням нової системи охолодження циркуляційного газу, що забезпечує можливість виключення АТК і температурної стабілізації процесу вторинної конденсації та провести техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень.

Об'єкт дослідження – блок вторинної конденсації виробництва аміаку.

Предмет дослідження – процеси тепло – і масообміну в АХУ блоку вторинної конденсації.

Методи дослідження. В дисертаційній роботі при визначенні показників ефективності експлуатації системи охолодження використовувався метод пасивного експерименту. Встановлення кількісного складу матеріальних потоків здійснювалося із застосуванням методів фізико-хімічного аналізу. Методом математичного моделювання досліджувались процеси тепло – і масопереносу та проводився синтез системи охолодження в цілому.

Наукова новизна одержаних результатів. В процесі досягнення мети та вирішення задач в дисертаційній роботі були отримані наступні наукові результати:

- вперше в аміачному виробництві в процесі вторинної конденсації науково обґрунтована необхідність перерозподілу тисків в абсорбційно-холодильній системі з визначенням їх показників в умовах обмеження утилізаційної теплоти, що забезпечує підвищення холодопродуктивності та незалежність температурного режиму від сезонних коливань температури атмосферного повітря;
- вперше за результатами аналізу даних промислової експлуатації встановлені закономірності сумісного впливу процесів тепло – і масообміну на ефективність роботи абсорбера, отримано рівняння для кількісного визначення долі активної поверхні масопередачі, виявлено екстремальний характер залежності для кількості абсорбованої пари холодоагенту від гідродинамічного режиму розчину;
- вперше встановлені закономірності впливу інтенсивності дренажу флегми на ефективність процесу охолодження циркуляційного газу у випарниках та визначено існування оптимальної її величини, рівень якої визначається тиском і концентрацією холодоагенту;
- здійснено синтез енергозберігаючої системи охолодження циркуляційного газу в блоці вторинної конденсації з підвищеною холодопродуктивністю та АХУ зокрема за рахунок додаткової утилізації низькопотенційного тепла у пароежекторній холодильній системі.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені алгоритм і програмне забезпечення для визначення показників ефективності експлуатації водоаміачних абсорбційно-холодильних установок, які є адаптованими до існуючої інформаційної системи АСКТП і дозволяють обслуговуючому персоналу приймати оперативне рішення щодо можливості збільшення холодопродуктивності АХУ.

Визначено коефіцієнт теплопередачі випарника з урахуванням інтенсивності конденсації аміаку з циркуляційного газу. Уточнено рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в процесі неізотермічної абсорбції аміаку водоаміачним розчином. Створено алгоритми з програмним забезпеченням статичної ідентифікації кожухотрубного випарника затопленого типу і горизонтального плівкового абсорберу.

Розроблена методика розрахунку системи охолодження циркуляційного газу у блоці вторинної конденсації на певну холодопродуктивність в умовах обмеження теплопідводу. Реалізація такої системи дозволяє за рахунок виключення АТК зі схеми блоку вторинної конденсації знизити споживання електроенергії на 30 %.

Результати роботи схвалені на технічній раді Северодонецького ДПП “Об’єднання “Азот” та передані для використання при модернізації існуючих аміачних виробництв; впроваджені в процес проектування методик розрахунку холодильного обладнання Сумського науково-дослідного інституту мінеральних добрив і пігментів; в навчальний процес кафедри теплотехніки і теплових двигунів Української Державної академії залізничного транспорту і кафедри автоматизації хіміко-технологічних систем і екологічного моніторингу НТУ “ХПІ”.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати дисертації, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. Розроблені алгоритми і програмне забезпечення для визначення показників ефективності експлуатації АХУ, виконані ідентифікація і моделювання тепломасообмінних процесів абсорберу і випарника, проведені обчислюванні експерименти на ПЕОМ і встановлені кількісні залежності ефективності процесів в абсорбері та випарнику, здійснено синтез енергозберігаючої системи охолодження блоку вторинної конденсації, виконано оформлення матеріалів заявки на винахід.

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на Міжнародній науково-методичній конференції “Екологія – освіта, наука і промисловість” (м. Белгород, 2002 р.), першій обласній конференції молодих вчених “Освіта, наука, виробництво – шляхи інтеграції” (м. Харків, 2002 р.), XI –ій та XII –ій Міжнародних науково-практичних конференціях “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” (м. Харків, 2003 р., 2004 р.). У повному обсязі дисертаційна робота була розглянута на розширеному засіданні науково-технічного семінару кафедри автоматизації хіміко-технологічних систем та екологічного моніторингу НТУ “ХПІ” (2005 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 8 наукових трудах, з них у провідних фахових виданнях України – 6 робіт, та один патент України.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, 5 розділів, висновків і додатка. Містить 14 рисунків на 14 сторінках, 18 рисунків по тексту, 1 таблицю на 2 сторінках, 17 таблиць по тексту, 2 додатки на 2 сторінках, 98 найменувань використаних джерел на 9 сторінках. Повний об'єм дисертації – 169 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета і задачі дослідження, наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, дана загальна характеристика дисертації.

У першому розділі проведено аналітичний огляд сучасних тенденцій розвитку аміачних виробництв, систем виділення продукційного аміаку та його існуючого апаратурно-технологічного оформлення, методів розрахунку процесів тепло – і масообміну абсорбційно-холодильних установок.

Встановлено, що протягом усіх останніх десятиріч актуальною залишається тенденція зменшення енергоспоживання, і особливо це стосується базових агрегатів України серії АМ – 1360. Показано, що найбільш енергоємним є процес отримання продукційного аміаку G_2 шляхом його конденсації з циркуляційного газу в блоці вторинної конденсації (рис. 1).

Рис. 1. Узагальнююча структура відділення синтезу аміаку: ПК, ВК – блок первинної і вторинної конденсації; К – конденсаційна колона; ЦК – циркуляційний компресор; Ис – випарник; КС – колона синтезу аміаку; АХУ – абсорбційно-холодильна установка; АТК – турбокомпресорна холодильна установка; АВС – азотоводнева суміш; G_1 , G_2 – продукційний аміак; ПГ – продувні газу.

На стадії первинної конденсації (ПК) у якості холодоагенту використовується атмосферне повітря, а на стадії вторинної конденсації (ВК) – рідкий аміак, який генерується двома водоаміачними абсорбційно-холодильними установками (АХУ) і турбокомпресорним холодильним агрегатом (АТК), який споживає біля 50 % електроенергії від загального об'єму, що споживається усім агрегатом синтезу АМ – 1360.

Показано, що виключення АТК із системи вторинної конденсації можливо за умов підвищення холодопродуктивності АХУ. Однак за існуючого апаратурно-технологічного оформлення АХУ неможливо домогтись суттєвого підвищення її холодопродуктивності у весняно-літній період через залежність температурного режиму конденсації продукційного аміаку у випарниках від температури атмосферного повітря.

Встановлено, що основними апаратами блоку вторинної конденсації, які в значній мірі визначають холодопродуктивність і температурний режим в АХУ, є кожухотрубний випарник зато-

пленого типу і горизонтальний плівковий абсорбер. Проте в літературі відсутні дані про вплив інтенсивності процесу конденсації аміаку з циркуляційного газу в кожухотрубному випарнику на процес тепловіддачі під тиском, а також обмежена інформація і про вплив інтенсивності дренажу флегми з випарника на процес вторинної конденсації аміаку. Щодо абсорбера, який є найбільш складним апаратом, то існуючі в літературі кількісні та якісні залежності для процесу неізотермічної абсорбції не зовсім задовільно узгоджуються поміж собою.

Отже отримання таких залежностей для оцінки ефективності процесів тепло – і масопереносу в абсорбері і випарнику в промислових умовах вимагає додаткових досліджень.

Завершує розділ постановка мети і основних задач дисертаційної роботи.

У другому розділі представлені результати пасивного експерименту і розрахунків, проведених з метою визначення факторів, що дозволяють підвищити холодопродуктивність блоку вторинної конденсації за існуючого апаратурно-технологічного оформлення.

Розрахунки показали, що для виключення АТК з блоку необхідно збільшити холодопродуктивність АХУ до 5,3 МВт кожної з двох установок, що вимагає збільшення витрати холодоагенту з 10,82 до 17,5 т/год. Схема АХУ з випарником (Ис) наведена на рис. 2. В АХУ реалізовані два термодинамічні цикли, внаслідок чого здійснюється отримання холодоагенту (рідкого аміаку) У прямому термодинамічному циклі отримується пара аміаку (генератор-ректифікатор Гн і дефлегматор Дф), а також міцний водоаміачний розчин (теплообмінник розчинів Тр, дросель-вентиль Д2, абсорбер Аб і насос Н). У зворотному термодинамічному циклі (конденсатор Кд, переохолоджувач По, дросель-вентиль Д1) отримується рідкий аміак, що в якості холодоагенту використовується у випарнику Ис.

Дослідження проводились у промислових умовах протягом року, що забезпечило отримання даних по експлуатації АХУ у діапазоні зміни температури атмосферного повітря від -6 до $+30$ $^{\circ}\text{C}$. За результатами розрахунків обох термодинамічних циклів сформовано вибірку статичних режимів АХУ, за якою були встановлені кількісні залежності основних показників ефективності АХУ (холодопродуктивність Φ , зона дегазації розчинів $\xi_r - \xi_a$, температура кипіння холодоагенту у випарнику t_0 , кратність циркуляції розчинів f) від температури атмосферного повітря $t_{вз}$.

Згідно досліджень, зміна температури атмосферного повітря в період “зима – літо” призводить до збільшення температури циркуляційного газу на вході випарника $t_{ц}^{вх}$ від 12 до 23 $^{\circ}\text{C}$, що обумовлено застосуванням повітряного охолодження на стадії первинної конденсації. Таке підвищення теплового навантаження на випарник вимагає збільшення холодопродуктивності АХУ (Φ). Остання, як відомо, може бути підвищена за рахунок зменшення кратності циркуляції розчинів f згідно з рівнянням:

$$\Phi = qD = G_r q / f, \quad (1)$$

де q – питомий тепловий потік у випарнику, кДж/кг; D – витрата рідкого аміаку з конденсатора до випарника, кг/год; G_r – витрата водоаміачного міцного розчину з абсорбера, кг/год.

Аналіз результатів розрахунків за експериментальними даними дозволив встановити кількісні залежності для кратності циркуляції, яка визначається наступним співвідношенням:

$$f = \frac{\xi_{Дф} - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}, \quad (2)$$

де $\xi_{Дф}$ – концентрація аміаку у водоаміачній парі з дефлегматора, кг/кг; $(\xi_r - \xi_a)$ – зона дегазації, тобто різниця концентрацій аміаку у міцному ξ_r і слабкому ξ_a водоаміачних розчинах, кг/кг.

Згідно рівняння (2), величина кратності циркуляції f зменшується з ростом значення зони дегазації, що ілюструється отриманою залежністю (рис. 3). Підвищення останньої у свою чергу обумовлене зростанням концентрації міцного розчину ξ_r (рис. 4А), яка збільшується (за рахунок інтенсифікації процесу абсорбції) з підвищенням тиску в абсорбері P_{Ab} , який відповідає тиску у випарнику і зростає з підвищенням температури $t_{Ц}^{ВХ}$ (рис. 4Б). Отже за існуючої схеми збільшення тиску в абсорбері відбувається з підвищенням тиску у випарнику. Однак за такої умови температура кипіння у випарнику збільшується і, незважаючи на підвищення холодопродуктивності до 3,28 МВт (рис. 5А) за рахунок зменшення f з 12,7 до 7,6, температура охолодження циркуляційного газу $t_{Ц}^{ВХ}$ зростає з -8 до 5 °С (рис. 5Б). Внаслідок цього знижується ефективність процесу конденсації продукційного аміаку з циркуляційного газу.

Величина кратності циркуляції f також знижується із зменшенням концентрації аміачної пари з дефлегматора $\xi_{Дф}$. За експериментальними даними зниження $\xi_{Дф}$ з 0,998 до 0,992 кг/кг відбувається із зменшенням тиску у генераторі-ректифікаторі (рис. 6А). Останній визначається тиском у конденсаторі P_K і знижується від 1,6 до 1,2 МПа із зниженням температури атмосферного повітря від $+30$ до -6 °С (рис. 6Б). Тому для зниження $\xi_{Дф}$ необхідно зменшувати тиск у генераторі-ректифікаторі. В існуючій схемі для цього має бути знижений тиск у конденсаторі, що недоцільно у зв'язку з погіршенням інтенсивності конденсації.

Таким чином, експериментально встановлено, що за існуючого апаратурно-технологічного оформлення холодо-продуктивність АХУ може бути збільшена лише до величини 3,28 МВт при зменшенні кратності циркуляції до 7,6 у весняно-літній період і не досягає необхідного значення 5,3 МВт.

Важливим фактором, що впливає на холодопродуктивність АХУ є інтенсивність дренажу флегми з випарника. Необхідність дренажу обумовлена наявністю води у холодоагенті, яка надходить до випарника і не випаровується. Надмірність і недостатність процесу дренажу флегми призводить до зниження холодопродуктивності. Кількісні і якісні залежності холодопродуктивності від інтенсивності дренажу флегми в літературі відсутні.

Подальші дослідження, що спрямовані на пошук можливостей підвищення холодопродуктивності кожної АХУ у весняно-літній період до рівня 5,3 МВт за рахунок штучного підвищення тисків в абсорбері і конденсаторі, зниження тиску у генераторі-ректифікаторі та визначення оптимальної величини інтенсивності дренажу флегми, були виконані із застосуванням методів математичного моделювання.

Третій розділ присвячений створенню математичної моделі кожухотрубного горизонтального випарника з метою встановлення закономірностей впливу інтенсивності дренажу флегми на холодопродуктивність АХУ.

Основним етапом створення математичної моделі випарника є його статична ідентифікація, яка насамперед передбачає встановлення рівнянь, адекватних експериментальним даним, для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі з боку циркуляційного газу α_{BH} та з боку холодоагенту α_{MT} , а також загального термічного опору забруднень та стінок R_3 , що сумісно визначають коефіцієнт теплопередачі. За відсутності надійних відомостей для визначення коефіцієнта тепловіддачі α_{BH} в умовах підвищеного тиску (30 МПа) і конденсації аміачної пари з концентрацією до 11 % об. розрахунок його здійснювався за загальновідомою формулою Краусольда (3), а коефіцієнт тепловіддачі α_{MT} в області розвиненого кипіння аміаку визначався за рівнянням Купріянової (4):

$$\alpha_{BH} = AW^{0,8}d_{BH}^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}; \quad (3)$$

$$\alpha_{MT} = 2,2 q_F^{0,2} P_{MT}^{0,21}, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}, \quad (4)$$

де A – коефіцієнт, що визначається теплофізичними властивостями газу; W – вагова швидкість газу, кг/м²·с; d_{BH} – внутрішній діаметр труб, м²; q_F – питомий тепловий потік, Вт/м²; P_{MT} – тиск у поміжтрубному просторі випарника, кгс/см².

Загальний коефіцієнт термічного опору R_3 визначався на підставі значень коефіцієнта теплопередачі, розрахованого за експериментальними даними, а також з урахуванням значень для α_{BH} і α_{MT} , отриманих за формулами (3) і (4). При цьому було встановлено, що поміж R_3 та кількістю сконденсованого аміаку G_K з циркуляційного газу зв'язок не випадковий, і збільшення кількості сконденсованого аміаку призводить до зростання загального коефіцієнту термоопору R_3 . Із застосуванням регресійного аналізу отримано рівняння для розрахунку R_3 в діапазоні зміни G_K від 13 до 20 т/год:

$$R_3 = (256,64 - 9,40232 G_K + 1,66742 G_K^2) \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}, \quad (5)$$

Коефіцієнт кореляції для рівняння (5) становить 0,88, середньоквадратичне відхилення – 10^{-4} (м²·К/Вт).

За результатами комп'ютерного моделювання у відповідності з розробленим алгоритмом отримані залежності цільових показників роботи випарника від інтенсивності дренажу флегми і

концентрації холодоагенту на вході випарника (рис. 7). Як видно, залежності для холодопродуктивності Φ (рис. 7А), витрати сконденсованого продукційного аміаку $G_K^{ВИХ}$ (рис. 7Б) і температури циркуляційного газу на виході випарника $t_{Ц}^{ВИХ}$ (рис. 7В) від зміни витрати флегми мають екстремальний характер. Зростання Φ і $G_K^{ВИХ}$ та зменшення $t_{Ц}^{ВИХ}$ до деякої межі з підвищенням витрати флегми обумовлено збільшенням концентрації аміаку в рідкій фазі у поміжтрубному просторі, внаслідок чого за умов постійності тиску зменшується температура кипіння холодоагенту. З подальшим збільшенням $M_X^{ВИХ}$ знижується рівень рідкого аміаку, що зменшує ефективну поверхню теплопередачі. Це призводить до зменшення Φ , $G_K^{ВИХ}$ і зростання $t_{Ц}^{ВИХ}$.

Слід відзначити, що підвищення концентрації холодоагенту на вході випарника (залежність 1, рис. 7) призводить до зміщення екстремуму в бік менших значень витрати флегми і підвищується холодопродуктивність. Визначення оптимальної витрати флегми, завдяки розробленому алгоритму може бути зведеним до вирішення задачі одномірної оптимізації методом “золотого перерізу”. Встановлені залежності підтверджують раніше висунуте припущення, що витрата флегми, а також концентрація холодоагенту на вході до випарника суттєво впливають на процес вторинної конденсації і є важливими факторами підвищення холодопродуктивності АХУ.

Таким чином, для збільшення холодопродуктивності АХУ до необхідної 5,3 МВт (рис. 7А) і зменшення температури охолодження циркуляційного газу до рівня $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 7В) необхідно змінити технологічний режим роботи випарника: підвищити витрату холодоагенту з 10,82 до 17,5 т/год і концентрацію аміаку у рідкому холодоагенті на вході з 0,994 до 0,998 кг/кг, витрату флегми зменшити з 0,7 до 0,31 т/год. Однак збільшення концентрації холодоагенту на вході випарника до 0,998 кг/кг вимагає підвищення тиску у дефлегматорі до 1,58 МПа (рис. 6А). Як було показано у другому розділі (див. стор. 7), холодопродуктивність може бути збільшена за рахунок зниження концентрації водоаміачної пари на виході дефлегматора. За існуючої технологічної схеми АХУ подолати таке протиріччя, тобто одночасно збільшити концентрацію холодоагенту на вході випарника і знизити концентрацію водоаміачної пари з дефлегматора, неможливо. Остаточну величину останніх було визначено в процесі моделювання системи охолодження в цілому.

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень і математичного моделювання процесу неізотермічної абсорбції у горизонтальному плівковому апараті для визначення умов, що підвищують ефективність його роботи при збільшеному тепловому навантаженні.

Розробка математичної моделі абсорбера здійснювалась з урахуванням сумісного протікання взаємозалежних процесів тепло – і масообміну та передбачала насамперед виконання ідентифікації за експериментальними даними з метою отримання рівнянь для розрахунку коефіцієнтів тепло – і масопередачі. При цьому враховувалось, що абсорбується 100 %- вий аміак, завдяки чому коефіцієнт масопередачі K_X повністю визначається коефіцієнтом масовіддачі β_X в рідкій фазі, величина якого встановлюється критеріальним рівнянням:

$$\beta_X = \frac{D_X \rho_X}{\nu_{ПРИВ}} A \cdot Re_X^m Pr_X'^n, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}, \quad (6)$$

де D_X – коефіцієнт дифузії у рідкій фазі, м²/с; ρ_X – густина рідини, кг/м³; $\nu_{ПРИВ}$ – зведена товщина плівки, м; Re_X , Pr_X' – відповідно критерій Рейнольдсу і дифузійний критерій Прандтля; A , m , n – експериментальні коефіцієнти, що визначаються гідродинамічним режимом розчину.

Кількість абсорбованого аміаку D знаходилась за формулою:

$$D = K_X F \Delta_X, \text{ кг/год}, \quad (7)$$

де F – геометрична поверхня масообміну (теплообмінних труб), м²; Δ_X – середньологарифмічна рушійна сила абсорбції, кг/кг.

Однак розрахунки за рівнянням (7) не забезпечують адекватності у порівнянні з експериментальними даними. Така невідповідність навіть для апаратів з фіксованою поверхнею фаз, як відомо, обумовлена відмінністю активної і геометричної поверхні масопередачі. За експериментальними даними була визначена доля активної поверхні ψ_e у вигляді рівняння:

$$\psi_e = 10,68637 + 0,13799u_X - 13,72295\omega_0 - 0,17146t_X^{CP}, \quad (8)$$

де $u_X = 28 \div 43$ – лінійна швидкість розчину, м/год; $\omega_0 = 0,45 \div 0,76$ – лінійна швидкість аміачної пари, м/с; $t_X^{CP} = 34 \div 54$ – середня температура розчину, °С.

Коефіцієнт кореляції для рівняння (8) склав 0,81, а величина середньоквадратичного відхилення – 0,131. Згідно рівняння (8), доля активної поверхні змінюється у межах $\psi_e = 0,62287 \div 1,2107$. Із збільшенням швидкості розчину u_X активна поверхня підвищується і навіть перевищує геометричну за рахунок присутності частини рідини у вільному об'ємі абсорбера у вигляді капель та бризок. Зменшення активної поверхні нижче за геометричну за дослідженнями Шульмена та Бонда пояснюється утворенням застійних зон (внаслідок миттєвого насичення рідини аміачною парою), виникненням незмоченої поверхні (за рахунок зменшення поверхневого натягіння з підвищенням концентрації рідини та її температури в процесі абсорбції), а також збільшенням швидкості аміачної пари.

В подальшому процесі моделювання використовувався умовний коефіцієнт масопередачі K_X^e , віднесений до поверхні F :

$$K_X^e = \psi_e \cdot K_X, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с} \quad (9)$$

За результатами обробки експериментальних даних визначався коефіцієнт теплопередачі K_T , величина якого залежить від коефіцієнтів тепловіддачі з боку води α_B , з боку водоаміачного розчину α_P і термічного опору забруднень і стінок R_3 . Коефіцієнт R_3 приймався постійним за практичними даними, а коефіцієнт α_B визначався за формулою Краусольда (3). Для коефіцієнту α_P хара-

ктерна деяка невизначеність, пов'язана з низкою протиріч у розрахункових формулах, наведених в літературі. Результати розрахунків дозволили визначити діапазон зміни плівкового числа $Re_{пл} = 280 \div 370$, що, як відомо, свідчить про ламінарно-хвильовий гідродинамічний режим течії розчину. За таких обставин слід очікувати значного впливу теплопровідності плівки на перенос тепла, що може бути враховано за допомогою критерію Пекле. Тому при визначенні α_p експериментальні дані були оброблені критеріальною залежністю (10) із застосуванням критерію Пекле:

$$\alpha_p = 1920 \left[1 - 1,043 \ln 0,001 Pe \right], \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (10)$$

Використання критерію Пекле забезпечує достатньо високу збіжність з експериментальними даними (коефіцієнт кореляції 0,96, середньоквадратичне відхилення 30,47 Вт/м²·К).

Отримані рівняння для коефіцієнтів масо- і теплопередачі були використані при математичному моделюванні абсорбера. При цьому вище визначені залежності доповнювались рівняннями матеріального і теплового балансів, теплофізичними і термодинамічними залежностями.

Як відомо, абсорбер є з'єднувальною ланкою прямого і зворотного циклів АХУ, у якому ефективність процесу поглинання пари холодоагенту з випарника визначає холодопродуктивність. Важливим фактором підвищення інтенсивності абсорбції є тиск. Комп'ютерне моделювання дозволило вперше вивчити процес абсорбції аміаку водоаміачним розчином під підвищеним тиском з урахуванням сумісного впливу тепло – і масообміну.

Показано (рис. 8) позитивний вплив тиску абсорбції, збільшення якого з 0,3 до 0,4 МПа сприяє підвищенню кількості абсорбованого холодоагенту D на 27 % (з 11,8 до 15 т/год) за рахунок суттєвого зростання рушійної сили Δx на 33 % (з 0,0517 до 0,0688 кг/кг) із зменшенням умовного коефіцієнту масопередачі K_x^e лише на 5 % (з 179,95 до 171,05 кг/м²·год), що обумовлено зниженням коефіцієнту теплопередачі K_T . Крім того, збільшення тиску до 0,4 МПа дозволяє проводити процес абсорбції (за постійності кількості абсорбованого аміаку) з підвищеною температурою 47,2 °С (рис. 9А), за рахунок чого можливо зменшити витрату води на охолодження абсорберу з 585 до 265 т/год (рис. 9Б). В процесі комп'ютерного моделювання встановлено екстремальний характер залежності кількості абсорбованого холодоагенту від витрати слабкого розчину (рис. 10А).

Як видно, збільшення витрати M_a з 65 до 70 т/год призводить до підвищення кількості абсорбованого холодоагенту D з 14,8 до 15 т/год. З подальшим збільшенням M_a величина D зменшується. Це обумовлено протилежним впливом гідродинамічного режиму розчину на ефективність процесів тепло – і масообміну, про що і свідчать наведені на рис. 10Б і 10В залежності коефіцієнтів масо – і теплопередачі від витрати слабкого розчину. При цьому умовний коефіцієнт K_x^e зростає з підвищенням M_a внаслідок збільшення критерію Re_x рідкої фази. Стосовно коефіцієнту теплопе-

редачі K_T , то його величина знижується за рахунок зменшення коефіцієнту тепловіддачі α_p , згідно рівняння (10), що викликає підвищення температури розчину t_x^{CP} (рис. 10Г), а отже і зниження рушійної сили абсорбції Δx .

Проведені дослідження дозволяють визначити оптимальний гідродинамічний режим роботи абсорберу і свідчать про можливість суттєвого збільшення холодопродуктивності за рахунок підвищення тиску в абсорбері у порівнянні з тиском у випарнику, що вимагає зміни існуючої технологічної схеми АХУ. Остаточне значення тиску абсорбції було встановлено в процесі моделювання системи охолодження в цілому.

П'ятий розділ присвячений синтезу енергозберігаючої схеми блоку вторинної конденсації із застосуванням нової системи охолодження циркуляційного газу, що забезпечує можливість виключення АТК і температурної стабілізації процесу вторинної конденсації.

Попередніми дослідженнями встановлено, що з виключенням АТК зі схеми блоку вторинної конденсації для забезпечення температури охолодження циркуляційного газу на рівні не більше 0°C загальна холодопродуктивність двох АХУ повинна бути збільшена до 10,6 МВт. Таке підвищення холодопродуктивності реалізується за рахунок збільшення витрати і концентрації холодоагенту, що надходить до випарника, відповідно до 17,5 т/год і 0,998 кг/кг.

Результати математичного моделювання технологічної системи прямого циклу АХУ дозволили встановити, що концентрація і витрата холодоагенту до випарника можуть бути збільшені відповідно до 0,9956 кг/кг і 13 т/год за рахунок зменшення тиску у генераторі-ректифікаторі з 1,58 до 1,4 МПа та збільшенні тиску в абсорбері з 0,29 до 0,375 МПа.

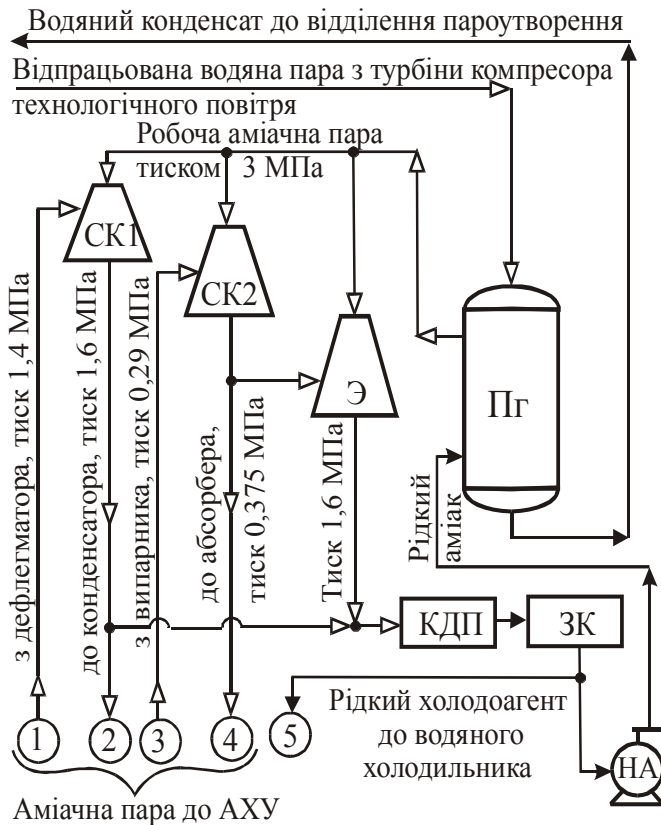
Запропоновано встановлений вище розподіл тисків і концентрацій забезпечити шляхом включення у термодинамічний цикл АХУ струменевих апаратів, що входять до складу пароежекторної холодильної системи ПХС (рис. 11). Досягнення потрібного ступеня стиску забезпечується робочою аміачною парою тиском не менше 3 МПа, отримання якої здійснюється у парогенераторі Пг за рахунок утилізації низькопотенційного тепла відпрацьованої водяної пари турбіни компресора технологічного повітря відділення пароутворення. Ця енергія в агрегатах синтезу на сьогодні безповоротно втрачається.

З метою забезпечення витрати робочої пари і додаткової витрати холодоагенту до кожного випарника у кількості 4,5 т/год (збільшення з 13 до 17,5 т/год) проведені розрахунки матеріального та теплового балансів ПХС з встановленням значень коефіцієнтів інжекції струменевих апаратів для визначених ступенів стиску ε , величина якого, як відомо, характеризується залежністю:

$$\varepsilon = P_C / P_H = f(\mu, \sqrt{\Theta}, P_P) \quad (11)$$

де P_C , P_H , P_P – відповідно тиск стиску, інжектваного і робочого потоків; $\Theta = T_H/T_P$ – відповідно відношення температур інжектваного і робочого потоків; u – коефіцієнт інжекції, що визначає відношення масової витрати інжектваного потоку до масової витрати робочого потоку.

У зв'язку з необхідністю створення різного ступеня стиску ε у схемі застосовані струменеві компресори СК1, СК2 ($\varepsilon < 2,5$) і ежектори Ξ ($\varepsilon > 2,5$), для яких були розраховані коефіцієнти інжекції: $u_{СК1}=1,67$, $u_{СК2} = 2,467$ і $u_{\Xi}=0,233$. При цьому сумарна витрата робочої пари складає 125,18



Аміачна пара до АХУ

Рис. 11. Пароежекторна холодильна система (ПХС) стабілізації тисків циклу АХУ та забезпечення випарників додатковим холодоагентом: 1 ÷ 4 – аміачна пара відповідно з дефлегматора, до конденсатора, з переохолоджувача (випарника) і до абсорбера АХУ; 5 – рідкий холодоагент до водяного холодильника ВХ (див. рис. 12).

який далі розподіляється. Потік у кількості 370 т/год надходить до абсорбера, а інший потік у кількості 50 т/год прямує для охолодження дефлегматора та додаткового конденсатора. Додатковий рідкий холодоагент у кількості 4,5 т/год об'єднується з основним по током холодоагенту з АХУ перед дросель-вентилем ДВ і з витратою 17,5 т/год прямує до кожного випарника. Відпрацьована водяна пара з турбін тиском 0,04 МПа і температурою до 90 °С надходить до парогенератора ПХС, де за рахунок теплообміну з рідким аміаком відбувається його конденсація. Водяний конденсат прямує до відділення пароутворення, а отримана в парогенераторі робоча аміачна пара тиском 3 МПа і температурою 69 °С – до струменевих апаратів.

т/год, концентрація водоаміачної пари після СК1 підвищується до 0,9976 кг/кг, а після ежектора і повітряного конденсатора КДП концентрація потоку рідкого холодоагенту збільшується до 0,9997 кг/кг. Після збірника конденсату ЗК частина холодоагенту у кількості 4,5 т/год прямує до випарника, де за рахунок змішування з холодоагентом з циклу АХУ концентрація холодоагенту до випарника підвищується до 0,998 кг/кг. За результатами проведених досліджень і розрахунків здійснено синтез технологічної системи охолодження блоку вторинної конденсації, узагальнена схема якої представлена на рис. 12.

Згідно схеми (рис.12), охолоджуюча вода частково у кількості 30 т/год попередньо проходить водяний холодильник ВХ, де відбувається переохолодження рідкого холодоагенту до температури не більше 35 °С. Після ВХ вода змішується з основним потоком і у кількості 420 т/год надходить до кожної АХУ,

Рис. 12. Енергозберігаюча система процесу охолодження циркуляційного газу в блоці вторинної конденсації.

Основні техніко-економічні показники ефективності для існуючої і новоствореної технологічної системи охолодження зведені до табл. 1.

Як виходить з табл. 1, застосування ПХС забезпечило отримання додаткового рідкого холодоагенту у кількості 9 т/год (4,5 т/год на кожному АХУ) і стабілізацію тисків у циклі АХУ, що дозволило зменшити кратність циркуляції до 6,34, збільшити концентрацію рідкого холодоагенту до випарника до 0,998 кг/кг, а також підвищити холодопродуктивність у випарниках кожної АХУ до 5,37 МВт в умовах максимального теплового навантаження на випарники блоку вторинної конденсації. За таких обставин виключення АТК зі схеми агрегату синтезу аміаку дозволяє знизити споживання електроенергії понад 3000 кВт·ч.

Таким чином, реалізація запропонованого процесу охолодження тільки за рахунок виключення зі схеми АТК забезпечує економічний ефект біля 1,8 млн. грн. на рік для одного агрегату синтезу при вартості електроенергії 0,156 грн. за 1 кВт·год.

Таблиця 1

Основні техніко-економічні показники ефективності роботи існуючої та розробленої систем охолодження блоку вторинної конденсації

Найменування показника	Варіант системи охолодження	
	існуючий	розроблений
1	2	3
Холодопродуктивність Φ , МВт:		
загальна	10,58	10,74
АТК	4,02	—
двох АХУ	6,56	8,12
ПХС	—	2,62
Споживання електроенергії, кВт·год:		
загальне	6492	3214
АТК	4800	—
АХУ	1692	1054
ПХС	—	2160
Кратність циркуляції розчинів f	7,6	6,34
Тиск, МПа		
в генераторі-ректифікаторі	1,58	1,4
в конденсаторі	1,58	1,6
в абсорбері	0,29	0,375
у випарнику	0,29	0,29
Зона дегазації розчинів $(\xi_r - \xi_a)$, кг/кг	0,092	0,1088
Концентрація рідкого холодоагенту до випарника, кг/кг	0,994	0,998
Температура, °С		
кипіння слабкого розчину в генераторі-ректифікаторі	122	115
охолодження циркуляційного газу у випарнику	0	-0,5

Витрата охолоджуючої оборотної води, т/год	960	840
--	-----	-----

ВИСНОВКИ

В роботі вирішено науково-практичну задачу розробки методики проектування енергозберігаючих систем охолодження циркуляційного газу підвищеної холодопродуктивності блоку вторинної конденсації у виробництві синтетичного аміаку за рахунок додаткової утилізації низькопотенційної теплоти з рівнем температури 90 °С. Встановлені закономірності досліджуваного процесу охолодження, на основі чого визначені умови інтенсифікації процесів тепло – і масообміну в апаратах холодильних установок і забезпечення незалежності температурного режиму процесу вторинної конденсації від сезонних коливань температури атмосферного повітря.

1. Проаналізовано сучасний стан апаратурно-технологічного оформлення процесу виділення продукційного аміаку у блоці вторинної конденсації агрегатів синтезу серії АМ –1360 та встановлено, що найбільш енергоємним є аміачний турбокомпресорний агрегат АТК, на долю якого припадає майже 50 % електроенергії всього агрегату. Зроблено висновок про можливість підвищення енергоефективності агрегату за рахунок виключення АТК зі схеми блоку вторинної конденсації за умови підвищення холодопродуктивності водоаміачних абсорбційно-холодильних установок АХУ.

2. За результатами експериментальних досліджень по експлуатації АХУ розроблено алгоритм з програмним забезпеченням (адаптований до існуючого інформаційного забезпечення АСУТП агрегату синтезу) для визначення факторів, що підвищують холодопродуктивність АХУ. Отримані кількісні залежності свідчать, що при максимальному тепловому навантаженні (весняно-літній період) можливо виключити АТК зі схеми блоку вторинної конденсації за рахунок підвищення холодопродуктивності двох АХУ на 61,5 %, тобто до 10,6 МВт.

3. Науково обґрунтована можливість підвищення холодопродуктивності АХУ за рахунок підвищення тиску в абсорбері і конденсаторі, зниженні тиску в генераторі-ректифікаторі і випарнику та зменшення кратності циркуляції розчинів. Встановлено, що при тисках в абсорбері 0,375 МПа, конденсаторі 1,6 МПа і генераторі-ректифікаторі 1,4 МПа холодопродуктивність АХУ збільшується на 25 %.

4. Розроблено алгоритм ідентифікації для створення адекватної математичної моделі випарника АХУ з урахуванням зміни концентрації рідкої і парової фаз водоаміачного холодоагенту, уточнено рівняння для розрахунку коефіцієнта теплопередачі з боку циркуляційного газу і встановлена функціональна залежність його величини від кількості сконденсованого аміаку з циркуляційного газу. Проведені дослідження і визначені кількісні залежності ефективності охолодження циркуляційного газу у випарниках АХУ від інтенсивності дренажу флегми. Встановлено екстремальний характер залежності цільової функції (холодопродуктивність), максимальна величина якої визначається оптимальною витратою флегми.

5. Створена математична модель елементного плівкового горизонтального абсорбера за даними, отриманими в промислових умовах, що враховує сумісне протікання процесів тепло – і масопереносу. Отримано рівняння для визначення долі активної поверхні, величина якої визначається не тільки лінійними швидкостями газу і рідини, але й температурою розчину. Уточнення рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку розчину дозволило встановити, що в діапазоні промислових навантажень гідродинамічний режим відповідає ламінарно-хвильовому ($Re_{пл} < Re_{кр}$), і величина його залежить від критерію Пекле. Встановлено екстремальний характер залежності для кількості абсорбованої пари холодоагенту від гідродинамічного режиму слабкого розчину.

6. Запропоновано підвищення загальної холодопродуктивності АХУ і системи охолодження в цілому здійснити за допомогою пароежекторної системи ПХС, робота струменевих апаратів якої забезпечує встановлений розподіл тисків в АХУ. Показана можливість вироблення робочої аміачної пари для струменевих апаратів у парогенераторі ПХС за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти відпрацьованої пари турбіни компресора технологічного повітря, яке безповоротно втрачалось в агрегаті синтезу у конденсаторах повітряного охолодження. Виконано матеріальний і тепловий розрахунок циклу ПХС з визначенням коефіцієнтів інжекції пароструменевих апаратів.

7. Здійснено синтез енергозберігаючого процесу вторинної конденсації з визначенням техніко-економічних показників створеної системи охолодження, що дозволяє за рахунок вилучення АТК і утилізації низькопотенційної теплоти на рівні температур до 90 °С знизити питому витрату електроенергії майже на 30 % та забезпечити економічний ефект для одного агрегату синтезу біля 1,8 млн. грн. на рік.

8. Результати розробок і досліджень схвалені на технічній раді Северодонецького ДПП “Об’єднання “Азот” та прийняті до впровадження для модернізації діючого агрегату синтезу аміаку.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бабіченко Ю.А. Математичне моделювання випаровувачів тепловикористовуючих холодильних систем агрегатів синтезу аміаку. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2002. – Т. 2, № 6. – С. 103 – 108.

2. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Исследование и анализ функциональных зависимостей по эффективности эксплуатации абсорбционно-холодильных установок агрегатов синтеза аммиака. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – Т. 2, № 11. – С. 102 – 109.

Здобувачем проведені експериментальні дослідження та визначені фактори, що дозволяють підвищити холодопродуктивність АХУ.

3. Тошинський В.І., Бабіченко Ю.А. Алгоритм інформаційно-програмного забезпечення ефективності експлуатації абсорбційно-холодильних установок великотоннажних агрегатів синтезу аміаку. // Хімічна промисловість України. Київ: "ДІА" – 2003. - № 6. – С. 38 – 45.

Здобувачем розроблено алгоритм інформаційно-програмного забезпечення для визначення кількісних функціональних залежностей з основних показників ефективності експлуатації АХУ та запропоновано здійснення термодинамічного циклу АХУ з підвищеним тиском в абсорбері і конденсаторі та зниженому тиску в генераторі-ректифікаторі і випарнику.

4. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Математическое моделирование абсорбера водоаммиачной теплоиспользующей холодильной установки агрегата синтеза аммиака. // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХПІ" - 2004. - № 1. – С. 44 – 49.

Здобувачем розроблено методику та алгоритм ідентифікації горизонтального кожухотрубного плівкового абсорберу встановлені рівняння для визначення коефіцієнтів тепло – і масопередачі.

5. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Исследование методом математического моделирования процессов тепло – и массообмена в промышленном абсорбере теплоиспользующей холодильной установки агрегата синтеза аммиака. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков: "Технологический центр". – 2004. - № 2. – С. 30 – 36.

Здобувачем проведені комп'ютерні дослідження та отримані кількісні і якісні залежності впливу зовнішніх збурювальних факторів на ефективність процесу абсорбції.

6. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Повышение эффективности энерготехнологического оформления участка вторичной конденсации агрегатов синтеза аммиака. // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 15. – С. 115 – 122.

Здобувачем визначені цільові показники енергозберігаючого процесу вторинної конденсації циркуляційного газу, проведені розрахунки матеріальних і теплових потоків та встановлені техніко-економічні показники для нової системи.

7. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Энергосберегающая технология управления процесса дренирования флегмы в испарителях абсорбционных холодильных установок агрегатов синтеза аммиака. //Сборник докладов Международной научно-методической конференции "Экология – образование, наука и промышленность". – Белгород: Изд-во: БелГТАСМ, 2002. – Ч. 3. – С. 246 – 250.

Здобувачем встановлені кількісні залежності показників роботи випарника від інтенсивності дренажу флегми та визначено екстремальний характер впливу витрати флегми на процес охолодження циркуляційного газу.

8. Установка для виробництва аміаку. Патент 65356А. Україна, МПК7 F25B15/04, F25B49/00, C01C1/04 / Бабіченко Ю.А., Тошинський В.И. - № 2003076698; Заявл.

16.07.2003; Опубл. 15.03.2004, Бюл. № 3.

Здобувачем здійснено синтез енерготехнологічного оформлення блоку вторинної конденсації на основі поєднання абсорбційного та пароежекторного холодильних циклів, визначені джерела низькопотенційної теплоти, необхідної для роботи ПХС, виконано оформлення матеріалів заявки на винахід.

АНОТАЦІЇ

Бабіченко Ю.А. Інтенсифікація процесів тепло – і масообміну холодильного обладнання блоку вторинної конденсації виробництва синтетичного аміаку. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.17.08 – процеси та обладнання хімічної технології. Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2004.

Дисертацію присвячено створенню нової енергозберігаючої технології процесу вторинної конденсації для базових агрегатів синтезу аміаку України серії АМ – 1360. Проведені експериментальні дослідження у промислових умовах дозволили на підставі розробленого алгоритму, адаптованого до існуючого інформаційного забезпечення АСУТП агрегату, визначити показники ефективності експлуатації дільниці вторинної конденсації і, зокрема, абсорбційно-холодильних установок (АХУ). Виконано статичну ідентифікацію випарника і абсорбера АХУ, за результатами якої уточнені рівняння для розрахунку коефіцієнтів теплопередачі. Встановлено екстремальний характер від впливу процесу дренажу флегми на ефективність охолодження циркуляційного газу у випарниках АХУ і розроблено алгоритм для визначення оптимальної витрати флегми. За результатами досліджень сумісно процесів тепло – і масопереносу в елементному горизонтальному плівковому абсорбері отримані рівняння для визначення долі активної поверхні та коефіцієнта тепловіддачі з боку розчину. Здійснено синтез технологічного оформлення процесу охолодження циркуляційного газу на стадії вторинної конденсації, що дозволяє за рахунок вилучення зі схеми аміачного турбокомпресорного холодильного агрегату і утилізації низькопотенційного тепла на рівні температур менше 90 °С знизити питому витрату електроенергії в агрегаті з 139 до 105 кВт·год/т. NH₃.

Ключові слова: виробництво аміаку, вторинна конденсація, абсорбційно-холодильна установка, випарник, абсорбер, тепло – і масопередача, енергозберігаюча система охолодження.

Бабіченко Ю.А. Интенсификация процессов тепло – и массообмена холодильного оборудования блока вторичной конденсации производства синтетического аммиака. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.17.08 – процессы и оборудование химической технологии. Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2004.

Диссертация посвящена созданию новой энергосберегающей технологии процесса вторич-

ной конденсации для базовых агрегатов синтеза аммиака Украины серии АМ – 1360. Осуществлен обзор современных тенденций развития аммиачных производств, систем выделения продукционного аммиака, существующего технологического оформления, методов расчета в основных процессах теплообмена абсорбционно-холодильных установок. Проведенные в промышленных условиях экспериментальные исследования позволили на основании разработанного алгоритма, адаптированного к существующему информационному обеспечению АСУТП агрегата, определить показатели эффективности эксплуатации участка вторичной конденсации и, в частности, абсорбционно-холодильных установок (АХУ). Выполнена статическая идентификация испарителя и абсорбера АХУ. Уточнено уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны циркуляционного газа и установлена его зависимость от количества сконденсированного из циркуляционного газа аммиака. Проведены исследования и определены количественные зависимости по влиянию процесса дренирования флегмы на эффективность охлаждения циркуляционного газа в испарителе АХУ. Установлен экстремальный характер зависимости для температуры циркуляционного газа, теплового потока (холодопроизводительности) и количества сконденсированного продукционного аммиака от расхода флегмы из испарителя и проведен анализ динамических свойств испарителя, определить структуру системы управления и разработать алгоритм определения целевой функции, позволяющий осуществить поиск этой функции безградиентным методом с использованием метода “золотого сечения”. По результатам совместных исследований процессов тепло – и массопередачи в горизонтальном элементном пленочном абсорбере получены выражения для расчета доли активной поверхности и коэффициента теплоотдачи со стороны водоаммиачного раствора. Методом математического моделирования струйных аппаратов, абсорберов и испарителей установлен материально-тепловой режим и осуществлен синтез технологического оформления участка вторичной конденсации, характерная особенность которого состоит в наличии дополнительной парожетторной холодильной системы, утилизирующей низкопотенциальное тепло отработанного пара турбин компрессора технологического воздуха. Определены технико-экономические показатели новой системы охлаждения, в которой за счет исключения из схемы АТК снижен удельный расход электроэнергии в агрегате синтеза серии АМ – 1360 на 34 кВт·ч/т.NH₃.

Ключевые слова: производство аммиака, вторичная конденсация, абсорбционно-холодильная установка, испаритель, абсорбер, тепло – и массопередача, энергосберегающая система охлаждения.

Babichenko Y.A. The intensification of the heat and mass exchange process of the refrigerating machinery of the second condensation sector of synthetic ammonia productions.. – Manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical science on a speciality 05.18.08 – process and equipment of chemical technology. National Technical University “Kharkov

Polytechnical Institute”, Kharkov, 2004.

The dissertation is devoted to the creation of the new energysaving technology of the second condensation process for the basic Ukrainian ammonia synthesis aggregates AM – 1360. The experimental researches that have been carried out in industrial conditions and the algorithm that has been elaborated and adopted to the existing information system ASCTP made it possible to determine the exploitation efficiency indices of the second condensation sector and specifically absorption refrigerators. The static identification of the evaporator and the absorber was carried out. As a result of the identification the heat-emission coefficient determination from the circular gas direction was improved. The extreme character of the phlegm drain process influence was determined and the algorithm of the object function determination was elaborated. The joint investigation of the heat-and-mass exchange in the horizontal element film absorber were carried out, the determination equation of the active surface part was obtained. The synthesis of the technological design of the circular gas cool process of the second condensation sector was realized, that made it possible to decrease specific power consumption from 139 to 105 kW per hour for a tone of ammonia by the exclusion of the ammonia turbo compressor refrigerator from the scheme and low potential heat utilization.

Key words: ammonia production, second condensation, absorption refrigerator, evaporator, absorber, heat-and-mass exchanger, energysaving cooling system.