Т 41

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Тимошевська

ТИМОШЕВСЬКА ЛЮБОВ ВІКТОРІВНА

УДК 661.531(56)

ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВЕЛИКОТОННАЖНОЇ АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ПОВІТРЯНИМ КОНДЕНСАТОРОМ КОМПЛЕКСУ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ АМІАКУ

Спеціальність
05.05.14 — «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання»

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2016

Дисертація є рукописом

Робота виконана в Одеській національній академії харчових технологій МОН України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
президент Східноєвропейської асоціації виробників технічних газів «СІГМА», Одеса,
Георгій Костянтинович Лавренченко

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
професор кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації Одеського національного морського університету
Олександр Анатолійович Вассерман

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник,
провідний спеціаліст ТОВ «Кріоін Інжиніринг», Одеса,
Ольга Валеріївна Дьяченко

...исту дисертації відбудеться « 4 » жовтня 2016 року в 14.00 в ауд. 108 на засіданні ...ої вченої ради Д41.088.03 в Одеській національній академії харчових технологій ...вул. Дворянська, 1/3, м Одеса, Україна, 65082.

...жна ознайомитися в бібліотеці Одеської національної академії харчових ...: вул. Дворянська, 1/3, м Одеса, Україна, 65082.

... вересня 2016 р.

В.І. Мілованов

Інститут холоду ОНАХТ бібліотека

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Рідкий аміак — високоліквідний продукт міжнародної торгівлі. Вважається, що доцільно доставляти його споживачам морськими газовозами наливного типу у вигляді низькотемпературної рідини, яка знаходиться під незначним надлишковим щодо атмосфери тиском. Відвантаження аміаку здійснюється зі спеціального терміналу, до складу якого входить великотоннажна аміачна холодильна установка (АХУ) з повітряним конденсатором і відцентровим компресором трьохступеневого стиснення, що приводиться в дію газотурбінним двигуном (ГТД).

Призначення АХУ полягає в здійсненні постійного зрідження парів, які виникають у крупних сховищах низькотемпературного рідкого аміаку через теплопритоки до них. Однак переважна більшість зріджувального низькотемпературного аміаку здійснюється з парів, які утворюються після дроселювання аміаку при перевантаженні його з залізничних цистерн в ізотермічні сховища, а також при прийомі з магістрального трубопроводу рідкого аміаку високого тиску, що має температуру навколишнього середовища. Для забезпечення безперервної роботи комплексу перевантаження аміаку на судна-газовози основне обладнання АХУ (компресор, конденсатор, ресивери) дублюється.

У процесах зрідження аміаку і, особливо, парів, що надходять в АХУ з танків газовозів при їх завантаженні рідким низькотемпературних аміаком, в установку потрапляють неконденсуючі гази (НКГ). Вони накопичуються в конденсаторі повітряного охолодження АХУ, викликаючи зниження поверхні теплообміну, підвищення тиску конденсації і перевитрати енергії на привід відцентрового компресора, а також вентиляторів повітряного охолодження.

До перевитрати енергії, як показав аналіз, призводять також виявлені термогідравлічні коливання в системі «конденсатор – ресивер», які викликають нестабільність робочих параметрів установки. Їх поява обумовлена, в першу чергу, змінами температури навколишнього середовища, кількості вентиляторів, які знаходяться в роботі, конструктивними особливостями конденсатора та ін. Вони часто сприймаються як наявність НКГ в системі, для видалення яких оператор змушений частіше відкривати клапани скидання аміаку на факел, що викликає його істотні втрати.

Таким чином, як термогідравлічні коливання, так і наявність НКГ в системі надають однонаправлений вплив на підвищення тиску конденсації аміаку.

Все це робить актуальним вирішення науково-прикладного завдання щодо поліпшення показників холодильної установки комплексу перевантаження аміаку, а саме — зменшення питомих витрат енергії і втрат аміаку через його скидання на факел за рахунок ефективного видалення НКГ і зниження інтенсивності термогідравлічних коливань в АХУ.

При виконанні досліджень по темі дисертації автор опирався на роботи таких вчених, як В.С. Мартиновський, С.С. Кутателадзе, Л.З. Мельцер, С.Г. Чуклін, І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, Г.К. Мнацаканов, Л.І. Морозюк, Н.І. Радченко, М.Г. Хмельнюк, В.П. Чепурненко, Е.Д. Герасимов, М.М. Кошкін.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. При виконанні дисертаційної роботи враховувалися наступні основні керівні законодавчі документи: «Основні положення енергетичної стратегії України на період до 2030 р.», затверджені Кабінетом Міністрів України 15.03.06; Закон України «Про енергозбереження» № 74/94-ВР від 01.07.94 р.; Постанова Кабінету міністрів України №699 від 02.09.93 " Про заходи щодо ефективного використання газу та інших паливно-енергетичних ресурсів в народному господарстві"; «Регіональна цільова економічна програма створення в Одеській області інноваційної інфраструктурі на 2015-2018 роки».

Мета і завдання дослідження полягають у вдосконаленні великотоннажної АХУ, що входить до складу комплексу перевантаження рідкого аміаку на судна-газовози, шляхом

зниження впливу на показники установки термогідравлічних коливальних процесів і газів, що видаляються з конденсатора і ресивера.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі **завдання**: — розробити математичну модель АХУ з повітряним конденсатором, що описує її характеристики при роботі в нерозрахункових умовах з урахуванням наявності НКГ і різних режимів експлуатації вентиляторів; — сформулювати ознаки, що вказують на наявність НКГ в системі «конденсатор-ресивер» і визначити їх концентрацію і кількість; — розробити новий алгоритм автоматичного управління клапанами здування НКГ на факел; — запропонувати новий відділювач НКГ абсорбційного типу для використання його в другому ступені очищення неконденсуючих газів від аміаку; — визначити основні чинники, що вказують на виникнення термогідравлічних коливальних процесів і розробити способи зниження їх впливу на показники АХУ; — розробити новий алгоритм послідовного включення в роботу вентиляторів повітряного охолодження.

Об'єктами дослідження є аміачна холодильна установка комплексу перевантаження аміаку; повітряний конденсатор; система видалення неконденсуючих газів.

Предмет дослідження: нерозрахункові режими роботи АХУ; процеси конденсації, ускладнені наявністю НКГ і проявом термогідравлічних коливань; алгоритми роботи повітряних вентиляторів і клапанів здування НКГ на факел.

Методи дослідження: розрахунково-теоретичні з використанням математичних моделей АХУ і повітряного конденсатора; експериментальні, що проводяться на реально діючому комплексі перевантаження аміаку.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Сформована математична модель АХУ з урахуванням гідравлічних опорів і наявності в її конденсаторі неконденсуючих газів, що дозволяє характеризувати роботу установки в нерозрахункових умовах.

2. Обгрунтовано і підтверджені розрахунками і експериментальними дослідженнями нові більш ефективні алгоритми управління роботою вентиляторів повітряного охолодження і клапанів здування НКГ на факел.

3. Показано, що навіть незначна кількість НКГ (до 5%) істотно впливає на процес конденсації аміаку, особливо в літній період роботи АХУ.

4. Встановлено причини виникнення та запропоновано способи зниження термогідравлічних коливань тиску в повітряному конденсаторі.

5. Вироблено пропозиції щодо зниження втрат аміаку при видаленні з установки парогазової суміші, що містить НКГ.

6. Розроблено та підтверджено високу ефективність компактного віддільника НКГ абсорбційного типу для використання в компресорній АХУ в якості другої його ступені.

7. Поставлено та розв'язано задачу забезпечення мінімальних втрат аміаку з одночасною стабілізацією тиску конденсації.

За результатами проведених досліджень сформульовані **наукові положення**:

1.**Термогідравлічні коливальні процеси в системі «конденсатор – ресивер» надають більший вплив на дестабілізацію роботи конденсатора АХУ, ніж наявність неконденсуючих газів.** Дане положення дозволяє зрозуміти причину виникнення нерозрахункових режимів роботи АХУ з високими тисками конденсації і запропонувати способи, що знижують вплив термогідравлічних коливань на показники роботи АХУ.

2.**Зниження амплітуди і частоти термогідравлічних коливальних процесів в системі «конденсатор – ресивер» АХУ забезпечується, по-перше, введенням в роботу вентиляторів обдування конденсатора, використовуючи розроблений ефективний алгоритм послідовного їх включення, по-друге, здування НКГ з ресивера рідкого аміаку із застосуванням створеного алгоритму управління відповідними клапанами.** Дане наукове положення підтверджено використанням протягом року при експлуатації АХУ зазначених алгоритмів, які зумовили поліпшення показників АХУ і зниження втрат аміаку.

Обгрунтованість і достовірність наукових положень і результатів підтверджуються: коректною постановкою вирішених в дисертації науково-прикладних задач; великим об'ємом експериментальних досліджень, виконаних на діючій установці комплексу перевантаження аміаку, а також регулярної повторюваністю отриманих результатів; задовільним узгодженням експериментальних і розрахункових даних.

Всі створені методики засновані на досить точних даних про властивості речовин, показниках реальних процесів і термодинамічних циклів. Використовувалися методи термодинамічного аналізу і програмні засоби розв'язування задач.

Практична цінність отриманих результатів підтверджується розробкою рекомендацій щодо вдосконалення системи видалення НКГ на факел, що знаходиться в експлуатації, яка входить до складу аміачної холодильної установки комплексу перевантаження аміаку ПАТ «Одеський припортовий завод» (м. Южне, Одеська обл., Україна); впровадженням нових алгоритмів введення в роботу вентиляторів повітряного охолодження і клапанів здування НКГ, що дозволило отримати значний економічний ефект, що полягає в зниженні втрат аміаку на 260 т/рік та природного газу на 0,45 млн. $м^3$/рік; отриманням патенту України на повітровіддільник аміачної холодильної установки.

Особистий внесок здобувача. Наведені в дисертації результати досліджень отримані здобувачем самостійно з використанням консультацій наукового керівника. У роботах у співавторстві здобувачеві належать основні результати в розробці математичних моделей, методів вирішення завдань і створення програм розрахунку схем і обладнання АХУ та віддільника НКГ абсорбційного типу.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на наступних, в тому числі і міжнародних конференціях: Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених і студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 22 квітня, ОНАХТ, Одеса, 2014 р .; Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених і студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 21 травня, ОНАХТ, Одеса, 2015 р .; X-а міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 12 вересня, ОНАХТ, Одеса, 2015 р.

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 6 статтях, опублікованих в наукових виданнях, які відповідають вимогам ДАК МОН України. Отримано патент України №97797 на повітровіддільник аміачної холодильної установки.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, 3-х розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатка. Вона містить 145 сторінок тексту, 58 малюнків, 21 таблиці, список літератури з 89 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обгрунтовано актуальність роботи, сформульовані цілі та завдання дослідження, що випливають із сучасного стану застосованих для зрідження аміаку холодильних установок, відзначені недоліки використовуваних в них повітровіддільників різного типу, звернуто увагу на виникаючі в конденсаторі термогідравлічні коливання тисків, відображена наукова новизна, сформульовані два наукових положення, які захищаються, вказані основні результати роботи і підтверджена її практична цінність.

У **першому розділі** розглянуті і проаналізовані конструктивні, схемні та експлуатаційні особливості всього комплексу перевантаження рідкого NH_3 на судна-газовози. Виявлено основні проблеми, зумовлені великими втратами аміаку при здуванні НКГ на факел, ви-

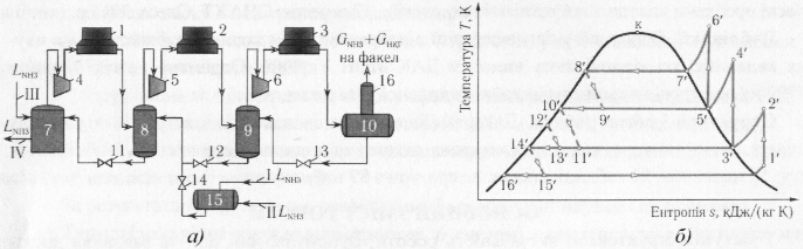
кликані незадовільною працею системи очищення аміаку від НКГ, відсутністю будь-якого контролю за наявністю і концентрацією НКГ в конденсаторі і ресівері АХУ, а також високою амплітудою і частотою термогідравлічних коливань тисків в конденсаторі . Поставлені завдання дослідження та запропоновано шляхи їх вирішення.

Комплекс (рис. 1), призначений для охолодження рідкого NH_3, який має температуру навколишнього середовища, а також реконденсації парів аміаку утворених після дроселювання, що надходить на завод по аміакопроводу Тольятті — Горлівка — Одеса або доставляється в спеціальних залізничних цистернах в кількості до 500 т/год. Рідкий NH_3 після охолодження до мінус 33 °С направляється на зберігання в чотири ізотермічних резервуара, в які також подається рідкий NH_3 з двох його виробництв. Максимальна проектна їх ємність становить 120 тис. т. Надалі NH_3 відвантажується на судна-газовози.

***Рис. 1**. Блок-схема комплексу перевантаження аміаку: I — NH_3 з аміакопроводу; II — NH_3, що надходить на завод в залізничних цистернах; III — NH_3 власного виробництва; IV — NH_3, що відвантажується на судна-газовози*

Важлива роль у забезпеченні роботи комплексу відводиться великотоннажній аміачній холодильній установці, яка входить до його складу та призначена для зрідження аміаку (рис. 2). Видалення НКГ з АХУ здійснюється шляхом періодичного здування їх на факел з ресивера високого тиску 10 через конденсатор 16 (рис. 2,*а*). Разом з НКГ при видаленні відбувається неминуча значна втрата і самого аміаку. Деякого зниження втрат аміаку можна досягти за рахунок його низькотемпературної парціальної конденсації.

У АХУ використовуються по черзі два відцентрових компресора С-1А і С-1В, кожен з яких приводиться в дію окремим ГТД з номінальною потужністю 16 МВт. Комплекс в даний час приймає до 500 т/год рідкого NH_3; в АХУ ж при цьому зріджується лише близько 100 т/год парів NH_3, які утворюються після дроселювання рідкого аміаку і через теплопритоки до сховища. Газоподібний NH_3 послідовно стискається в трьох ступенях відцентрового компресора 4, 5 і 6, охолоджується в повітряних холодильниках 1 і 2, проходить через міжступінчаті сепаратори 8, 9 і направляється в повітряний конденсатор 3. Після конденсатора (т. 8′ рис. 2,*б*) NH_3 зливається в лінійний ресивер 10. З нього парогазова суміш, яка містить НКГ в кількості $G_{НКГ}$, через відділювач НКГ 16 повністю відводиться на факел, а рідкий NH_3 тричі дроселюється: спочатку через вентиль 13 в сепаратор 9, потім через вентиль 12 в сепаратор 8 (див. рис. 2,*а*). У ньому рідкий NH_3 змішується з аміаком, який надходить з резервуара 15 через вентиль 14. Після цього рідкий NH_3 через вентиль 11 дроселюється в ізотермічне сховище 7. Резервуар 15 об'ємом 406 м^3, що виконує роль буферної ємності, забезпечує плавне регулювання навантаження на АХУ по рідкому L_{NH3}.



а) б)

***Рис. 2**. Технологічна схема (а) і термодинамічний цикл (б) АХУ комплексу перевантаження аміаку: 1, 2 — міжступінчаті повітряні холодильники; 3 — повітряний конденсатор; 4-6 — ступені аміачного відцентрового компресора триступінчатого стиснення; 7-9 — сепаратори; 10 — лінійний ресивер; 11-14 — дросельні вентилі; 15 — буферна ємність; 16 — відділювач НКГ. Позначення процесів: 1′-2′, 3′-4′, 5′-6′ — процеси стиснення; 2′-3′, 4′-5′, 6′-7′ — процеси охолодження; 7′-8′ — процес конденсації аміаку; 8′-9′, 10′-11′, 12′-13′, 14′-15′ — процеси дроселювання; 12′ — стан рідкого NH_3, що надходить з буферної ємності 15; 16′ — стан рідкого NH_3, який направляється в ізотермічне сховище*

Значний вплив на характеристики АХУ надає повітряний конденсатор. Ряд його показників залежить від виникаючих в ньому термогідравлічних коливань. Використавання повітря для відводу тепла конденсації зумовлює істотну нестабільність його характеристик. Дійсно, на інтенсивність теплопередачі конденсатора впливають зміни параметрів навколишнього середовища, що постійно відбуваються: температури і вологості повітря, напрямку і швидкості вітру, наявності або відсутності опадів та ін.

Конденсатор 3 (рис. 2,*а*) являє собою горизонтальний апарат повітряного охолодження нагнітального типу (рис. 3). Він складається з 8-ми секцій, з'єднаних між собою паралельно-послідовно із застосуванням колекторної схеми. Рідкий аміак з кожних двох секцій конденсатора зливається в відповідний ресивер. Як показано на рис. 4, секції конденсатора і лінійні ресивери D-4 (поз. 10, рис. 2,*а*) пов'язані між собою зрівняльної лінією 3, по якій неконденсуючі гази з конденсатора надходять в ресивери. НКГ перед видаленням їх на факел проходять через віддільник НКГ Е-5 (поз. 16, рис. 2,*а*), безпосередньо встановлені на ресиверах D-4. З рисунків 3 і 4 видно, що кожна секція повітряного конденсатора включає в себе 10 теплообмінних пучків (рис. 5), з'єднаних попарно в 5 теплообмінників. Кожен теплообмінник конденсатора обдувається 2-мя вентиляторами, розташованими знизу. Таким чином, на одну секцію повітряного конденсатора доводиться 10 вентиляторів, а на весь конденсатор — 80.

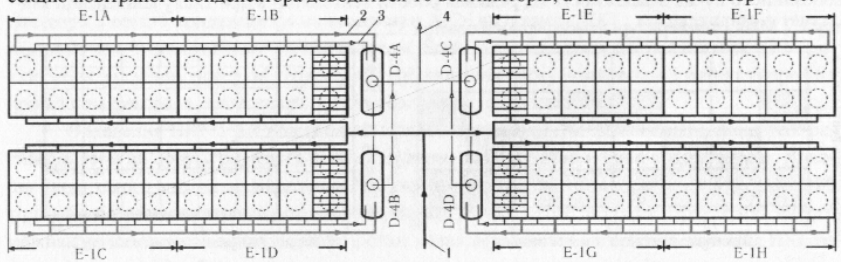


***Рис. 3.** Повітряний конденсатор АХУ: 1 — вхід аміаку після компресорів С-1А/С-1В; 2 — злив рідкого аміаку в ресивери; 3 — зрівнювальна лінія; 4 — лінія видалення НКГ на факел; E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, E-1E, E-1F, E-1G, E-1H — секції повітряного конденсатора; D-4A, D-4B, D-4C, D-4D — лінійні ресивери*

Кожен трубний пучок конденсатора містить чотири ряди труб і має чотири ходу руху потоку аміаку (рис. 5). Вхід і вихід аміаку здійснюється в одну камеру трубних пучків роз'ємного типу з плоскою кришкою. У конструкції використовуються оребрені труби. Нумерація рядів здійснюється зверху вниз. Ширина такого теплообмінного пучка становить 2 м, а довжина — 12 м.

На процес конденсації аміаку впливає черговість включення вентиляторів повітряного охолодження, розташованих по ходу руху аміаку. При включені одного з двох вентиляторів теплообмінника половина його поверхні працює в режимі вимушеної конвекції, інша — в режимі природної конвекції. Сумарна протяжність ходів аміаку в одному теплообміннику становить 48 м. Конденсація аміаку в ньому здійснюється на 8-ми різних ділянках теплооб-

міну (рис. 6,*а*). На рисунку представлені чотири можливих режима роботи теплообмінного пучка в залежності від черговості вмикання/вимикання вентиляторів. При цьому темним забарвленням виділені площі теплообмінної поверхні, що працюють при вимушеній конвекції, коли один або обидва вентилятори повітряного охолодження включені.

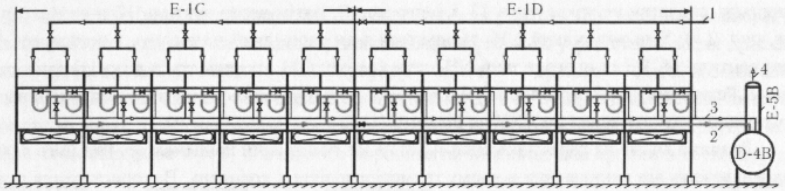


Рис. 4. *З'єднання двох секцій повітряного конденсатора з лінійним ресивером: 1 — вхід парів аміаку; 2 — вихід рідкого аміаку; 3 — зрівнювальна лінія; 4 — видалення НКГ; E-1C, E-1D - секції конденсатора; D-4B — лінійний ресивер; E-5B — відділювач НКГ (конденсатор)*

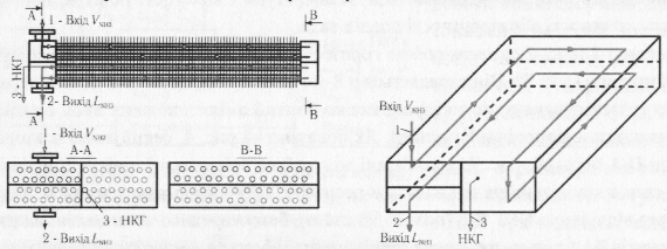
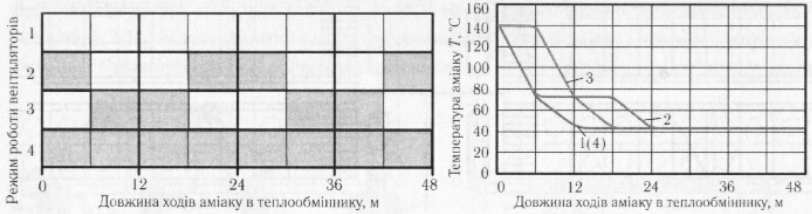


Рис. 5*. Кількість ходів і напрямки руху аміаку в одному теплообмінному пучку конденсатора: 1 — вхід аміаку; 2 — вихід рідкого аміаку; 3 — вихід НКГ для їх видалення*

На рис. 6,*б* показані результати розрахунків зміни температури аміаку по ходах теплообмінного пучка в залежності від режимів роботи вентиляторів при тиску конденсації аміаку 1,7 МПа і температурі атмосферного повітря 32,2 ° С.



а) *б)*

Рис. 6. *Режими роботи вентиляторів (а) і характер зміни температури NH_3 в теплообміннику (б) в залежності від черговості вмикання вентиляторів: 1 (4) — обидва вентилятора вимкнені або обидва включені (режими 1 або 4); 2 — перший включений, другий вимкнений (режим 2 — непарний); 3 — перший вимкнений, другий включений (режим 3 — парний)*

З рис. 6,*б* випливає, що при непрацюючих або працюючих двох вентиляторах (режими 1 або 4, лінія 1 (4)) конденсація аміаку відбувається після першого проходу теплообмінного пучка, тобто після 12 м. При включенні в роботу тільки першого вентилятора по ходу руху аміаку (режим 2 — непарний) конденсація починається після другого проходу теплообмінного пучка, тобто після 24 м. У разі включення тільки другого вентилятора по ходу руху аміаку (режим 3 — парний) зона початку конденсації аміаку розташовується на середині другого ходу (приблизно після 18 м). З аналізу характеру зміни температур аміаку за довжиною ходів теплообмінного пучка в залежності від режимів включення вентиляторів встановлено, що:

1. Перші два ходи труб теплообмінного пучка забезпечують процес охолодження аміаку до температури конденсації, а наступні два ходи — процеси конденсації і переохолодження рідкого аміаку на виході з теплообмінного пучка.

2. Переважно включати в роботу спочатку другий вентилятор по ходу руху аміаку в теплообміннику (режим 3 — парний) в порівнянні з першим (режим 2 — непарний), так як конденсація аміаку починається раніше.

Особливість повітряного конденсатора полягає у тому, що при експлуатації АХУ в роботі знаходяться всі його секції, хоча і з різним тепловим навантаженням. Так, в разі роботи компресора С-1А в активному режимі використовується ліва група конденсатора: секції Е-1А, Е-1В, Е-1С, Е-1D і лінійні ресивери D-4A, D-4B (рис. 3). Процеси теплообміну в них організовуються за рахунок вмикання/вимикання частини вентиляторів повітряного охолоджування. Перша група конденсатора: секції Е-1Е, Е-1F, Е-1G, Е-1Н та лінійні ресивери D-4C, D-4D працюють в пасивному режимі при природної конвекції. У разі ж використання компресора С-1В в роботу в активному режимі включається права група конденсатора секції конденсатора Е-1Е, Е-1F, Е-1G, Е-1Н та лінійні ресивери D-4C, D-4D (рис. 3). Секції ж повітряного конденсатора Е-1А, Е-1В, Е-1С, Е-1D і лінійні ресивери D-4A, D-4B (ліва група конденсатора) при цьому переводяться на роботу в пасивному режимі. Отже, в залежності від роботи того чи іншого компресора конденсація аміаку здійснюється в усіх секціях повітряного конденсатора Е-1: в одних — при вимушеній конвекції, в інших — при природній.

Кількість рідкого аміаку, що конденсується за рахунок природної конвекції, становить 4% від навантаження конденсатора, що працює при вимушеній конвекції. Кількість рідкого аміаку в ресиверах, що експлуатуються в активному режимі, в середньому підтримується на рівні 45%, в пасивному — до 10%. У всіх лінійних ресиверах рівні рідкого аміаку можуть змінюватись від 0 до 100%. При роботі АХУ тиск рідкого аміаку в ресивері підтримується в середньому на рівні 1,3 ... 1,35 МПа та температурі 32 °С.

Крім конструктивних особливостей повітряних теплообмінників, режимів роботи вентиляторів і секцій конденсатора на показники АХУ впливають НКГ, які надходять з танків газовозів при їх завантаженні рідким аміаком. Вони накопичуються в конденсаторі АХУ, викликаючи зниження поверхні теплообміну, підвищення тиску конденсації і витрат енергії на привід компресора, а також вентиляторів повітряного охолодження.

Видалення НКГ з АХУ проводять шляхом здування їх на факел одночасно з усіх ресиверів двічі на добу. Тривалість кожної здування становить не менше однієї години. Використання такого алгоритму видалення НКГ призводить до значних втрат аміаку (більше 300 т/рік). Як показали попередні дослідження, втрати аміаку з НКГ, а також перевитрати енергії можна суттєво знизити в результаті розробки нових ефективних алгоритмів здування НКГ на факел і введення в роботу вентиляторів повітряного охолодження конденсатора.

Перевага АХУ, як об'єкта дослідження, полягає у тому, що вона укомплектована сучасними приладами і датчиками температур, тисків, витрат та ін. Тому вона в цілому являє собою добре оснащений виробничий стенд, що дозволяє отримувати необхідні дані для управління установкою і аналізу її дійсних характеристик. На їх основі були досліджені показники повітряного конденсатора Е-1 АХУ протягом року, розроблена його математична модель, що описує зміну теплового навантаження конденсатора при роботі в нерозрахункових умовах. З аналізу характеристик АХУ встановлено, що в ній є істотні резерви для підвищення її ефективності та забезпечення стабільності показників. З метою їх поліпшення в існуючій АХУ необхідно:

1.**Знизити споживання енергії компресором і вентиляторами АХУ.** У зв'язку із застосуванням для його приводу ГТД це викличе зниження витрат природного газу. Більш економічну роботу компресора можна забезпечити в результаті досягнення стабільності по-

казників повітряного конденсатора, запобігання зростанню тиску нагнітання шляхом використання ефективного алгоритму управління вентиляторами повітряного охолодження.

2.**Зменшити амплітуду і частоту термогідравлічних коливальних явищ** за рахунок застосування нових ефективних алгоритмів управління вентиляторами і клапанами здувок НКГ на факел.

3.**Створити ефективну двоступеневу систему випуску НКГ з АХУ** на базі нового компактного віддільника НКГ абсорбційного типу, який практично виключає втрати аміаку.

У **другому розділі** розроблена математична модель АХУ і досліджені нерозрахункові режими роботи повітряного конденсатора. Показано, як виникаючі в конденсаторі термогідравлічні коливання тисків аміаку впливають на основні параметри роботи АХУ з урахуванням конструктивних особливостей конденсатора і алгоритмів керування роботою вентиляторами повітряного охолодження і клапанами здування НКГ на факел. Наведено результати вивчення впливу НКГ, а також спільного, — НКГ і термогідравлічних коливань, — на показники роботи холодильної установки.

В якості основних вихідних даних для розрахунку однієї секції конденсатора установки задавали: витрата аміаку $G_а$ =22,588 т/рік; тиск конденсації $P_к$ =1,7 МПа; температури аміаку на вході $t_{вх}$ =142°С і виході $t_{вих}$ = 43,5°С; температури повітря на вході $t_{ох1}$ =32,2 ° С і виході $t_{ох2}$ =40,6°С. Ці показники дозволили визначити теплове навантаження конденсатора і поверхню теплообміну (табл. 1) по наступних співвідношеннях:

$$Q_к = G_а(i_{вх} - i_{вих}); \quad (1)$$

$$Q_к = kF\theta_т; \quad (2)$$

$$Q_к = G_п c_p (t_{ох2} - t_{ох1}); \quad (3)$$

$$F_{роз} = Q_к / (\theta_т\, k_{роз}), \quad (4)$$

де $Q_к$ — теплове навантаження конденсатора, кВт; $G_а$, $G_п$ — масові витрати аміаку і повітря, кг/с; $i_{вх}$, $i_{вих}$ — ентальпії аміаку на вході і виході з апарату, кДж/кг; k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^{2}К); F — площа поверхні теплопередачі, м^2; $\theta_т$ — середня логарифмічна різниця температур, К; c_p — ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кгК); $t_{ох1}$, $t_{ох2}$ — початкова і кінцева температури повітря, °С.

З виразу (3) при відомому тепловому навантаженню $Q_к$ та ступеню нагріву повітря $\Delta t_{ох} = t_{ох2} - t_{ох1}$ визначалась витрата повітря і необхідна кількість працюючих вентиляторів, яка змінюється в залежності від параметрів атмосферного повітря (рис. 7).

Результати розрахунків (табл. 1, рис. 7) добре описують досліджувану систему. Тому розроблена математична модель застосовувалася для розв'язання оберненої задачі, мета якої полягає в знаходженні температури конденсації і витрати аміаку при зміні температури навколишнього середовища, але при незмінній поверхні теплообміну, що характерно для так званих нерозрахункових умов роботи.

Для цього в методиці враховувалися наявні істотні відмінності у витратах рідкого аміаку після кожного з сепараторів установки (рис. 2), а також — газоподібного аміаку в кожному ступені стиснення відцентрового компресора. Витрати рідкого аміаку L_1, L_2, і L_3, що залишає сепаратори 8, 9 і 10, відповідно, і газоподібного аміаку G_1, G_2 і G_3, що проходить через ступені стиснення компресора 4, 5 і 6, відповідно, визначалися як

$$L_1 = (L_а + G_т)/(1 - x_1); \quad (5)$$

$$L_2 = \frac{L_а[(1-(1-x_а)(1-x_1)] + G_т}{(1-x_1)(1-x_2)}; \quad (6)$$

$$L_3 = L_2/(1-x_3); \quad (7)$$

$$G_1 = L_1 x_1 + G_т; \quad (8)$$

$$G_2 = G_1 + L_2 x_2 + L_а x_а; \quad (9)$$

$$G_3 = L_3. \quad (10)$$

В (5)-(9) прийнято: x_1, x_2, x_3, $x_а$ — частки утворених парів, після кожного ступеня дроселювання рідкого аміаку 11, 12, 13 і 14 (рис. 2,*а*), відповідно; $L_а$ — кількість рідкого аміаку, що надходить з буферної ємності 15, т/год; $G_т$ — кількість пари, що утворюються в результаті теплопритоків $Q_т$ до ізотермічного сховища 7.

Таблиця 1

Результати розрахунку однієї секції повітряного конденсатора

Найменування	Показник
Тепловий потік $Q_к$, МВт	8,556
Витрата аміаку $G_а$, т/ч	22,588
Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря $\alpha_п$, Вт/(м^{2}К)	51,17
Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку $\alpha_а$, Вт/(м^{2}К)	1822
Среднелогаріфмическая різниця температур $\theta_т$, °С	10
Нагрів охолоджуючого середовища $\Delta t_{ох}$, °С	3
Різниця температур конденсації і стінки $\theta_а$, °С	3,14
Густина теплових потоків $q_{роз}=q_п=q_а$, Вт/(м^{2}К)	267
Внутрішня поверхня теплообміну $F_{вн}$, м^2	1497
Наружная поверхность теплообмена $F_н$, м^2	32066

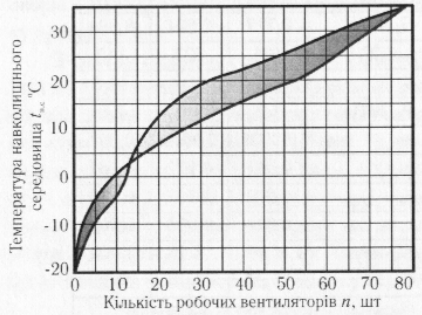


***Рис. 7.** Кількість працюючих вентиляторів повітряного конденсатора в залежності від температури навколишнього середовища*

Температура конденсації аміаку

$$t_к = t_{н.с} + [\Delta t_{ох}\exp(\Delta t_{ох}/\theta_т)]/[\exp(\Delta t_{ох}/\theta_т) - 1] \quad (11)$$

лінійно залежить від $t_{н.с}$. З рис. 8 слід, що при збільшенні средньологаріфмічної різниці температур $\theta_т$ від 5 до 15 ° С і при постійній ступені нагріву охолоджуючого середовища $\Delta t_{ох}$ = 3 ° С температури конденсації аміаку, що характеризуються зображеними лініями, зростають від лінії 1 до лінії 3. З одного боку, це призводить до зменшення необхідної площі теплопередающої поверхні, з іншого — до збільшення термодинамічних втрат, викликаних теплообміном при значній різниці температур. Аналогічна ситуація спостерігається при збільшенні температурної різниці $\Delta t_{охл}$ від 3 до 10 ° С. Облік цих факторів дозволив визначити робочу лінію температур конденсації аміаку 2 при $\theta_т$ = 6 ° С та $\Delta t_{ох}$ = 8,4 °С.

З рис. 8 видно, що при $t_{н.с}$ = 32,2 °С температура конденсації аміаку складе 43,5 ° С при тиску 1,7 МПа. Це підтверджується експлуатаційними даними, що характеризують роботу повітряного конденсатора АХУ.

З використанням викладеної методики розрахунку визначені основні параметри роботи АХУ при прийомі і видачі рідкого аміаку в кількості $L_а$ = 375 т/год (табл. 2). З неї видно, що при зміні температури навколишнього середовища $t_{н.с}$ в літній період року від 20 до 38 °С теплове навантаження конденсатора може змінюватися від 27 до 29,4 МВт, а кількість працюючих вентиляторів — від 33 до 37 з встановлених 40 шт. в одній групі (4 секції) конденсатора.

Аналіз показників експлуатованої АХУ і особливо її конденсатора показав, що вони суттєво залежать від змін температури навколишнього середовища. І отже — від величини $\Delta t_{ох}$, яка більшою мірою впливає на ефективність процесу конденсації, викликаючи збільшення або зменшення відведеного тепла і, відповідно, зміни температури конденсації аміаку.

Таблиця 2

Результати розрахунку характерних параметрів АХУ при роботі конденсатора в нерозрахованих умовах

Параметри	Температура $t_{н.с}$, °С		
	20	30	38
$L_а$, т/ч	375	375	375
$Q_т$, кВт	1000	1103	1216
$G_т$, кг/с	0,727	0,801	0,884
$t_{н.з}$, °С	106	127	142
$t_к$, °С	31,2	41,3	49,6
$P_к$, МПа	1,2	1,6	2,0
x_1	0,0906	0,0908	0,091
x_2	0,061	0,072	0,082
x_3	0,072	0,103	0,129
$x_а$	0,070	0,070	0,069
G_1, кг/с	11,17	11,28	11,40
G_2, кг/с	19,65	19,96	20,28
G_3, кг/с	21,18	22,26	23,29
$Q_к$, кВт	27015	28205	29384
$F^{\#}_{роз}$, м^2	24706	25831	26281
W, кВт	7800	9480	10937
$n_{вен}$, шт.	32	34	37

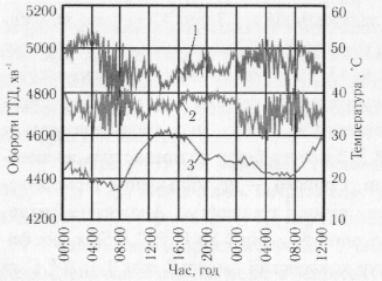


***Рис. 9**. Коливання частоти обертів ГТД (1) і температури конденсації аміаку (2) при змінах температури навколишнього середовища (3)*

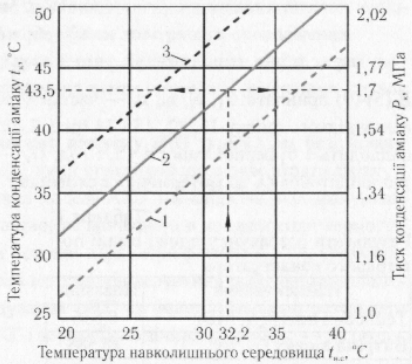


***Рис. 8**. Діаграма визначення температури конденсації аміаку $t_к$ при зміні температури навколишнього середовища $t_{н.с}$: 1 — лінія конденсації аміаку при θ_m = 5 °С і Δt_{ox} = 3 °С; 2 — лінія конденсації аміаку при θ_m = 10 °С і Δt_{ox} = 3 °С (θ_m = 6 °С і Δt_{ox} = 8,4 °С); 3 — лінія конденсації аміаку при θ_m = 15 °С і Δt_{ox} = 3 °С*

При цьому в теплообмінниках повітряного конденсатора, які об'єднані в секції і групи, виникають коливання температури і, відповідно, тиску конденсації аміаку (рис. 9).

Ці коливання посилюються наявністю НКГ і існуючими гідравлічними опорами складної колекторної системи трубопроводів конденсатора. Все це призводить до виникнення термогідравлічних коливальних процесів, які дестабілізують роботу АХУ. При цьому спостерігається різка зміна числа обертів двигуна компресора від 4800 до 5100 хв$^{-1}$ (рис.9), що призводить до перевитрати енергії, що споживається.

Вплив конструктивних особливостей теплообмінників конденсатора (рис. 5) і його розгалуженої колекторної схеми з'єднання трубопроводів (рис. 10), яка має 7 паралелей, враховувалося при розрахунку гідравлічних опорів по ході руху аміаку в конденсаторі. Параметри в точках (а) і (h), показаних на рис. 10, характеризуються тиском і температурою газоподібного NH_3 на лінії нагнітання компресора С-1А/С-1В (а), а також тиском і температурою рідкого NH_3 у відповідному ресівері D-4 (h) або на виході з кожного теплообмінника.

Навантаження кожного теплообмінника і масова витрата конденсуючого аміаку визначалася в залежності від режимів роботи вентиляторів (1, 2, 3 або 4), відповідних рис. 6, з урахуванням даних про розрахунки теплового навантаження конденсатора при роботі його в нерозрахункових умовах.

Результати розрахунків гідравлічних опорів теплообмінного пучка при тиску конденсації аміаку 1,7 МПа в залежності від режимів роботи вентиляторів повітряного охолодження

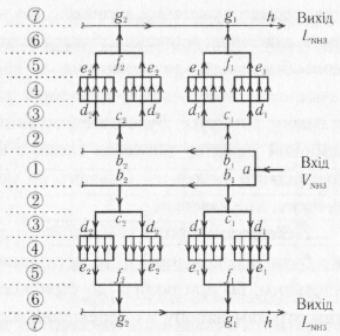


***Рис. 10**. Спрощена колекторна схема паралельного з'єднання потоків аміаку в повітряному конденсаторі АХУ: 1-7 — порядкове позначення паралелей; a-h — вузлові точки; індекси 1, 2, ..., 10 відповідають нумерації теплообмінників по ходу руху аміаку в конденсаторі; V_{NH3}, L_{NH3} — газоподібний і рідкий аміак, відповідно*

(рис. 6) представлені в табл. 3. З таблиці видно, що загальне гідравлічний опір теплообмінного пучка, змінюється від 0,03 до 15,11 кПа в залежності від теплового навантаження, зумовленої кількістю і черговістю працюючих вентиляторів. Результати розрахунків покрокових (по окремих дільницях) і загальних гідравлічних опорів колекторів газоподібного і рідкого аміаку представлені в табл. 4.

З аналізу отриманих результатів (див. таблиці 3 і 4) встановлена максимальна різниця тисків між тиском нагнітання компресора (a) і тиском в ресівері рідкого аміаку D-4 (h) (рис. 7), яка в середньому склала $\Sigma\Delta P = \Sigma\Delta P_V + \Sigma\Delta P_{TO} + \Sigma\Delta P_L$ = 45,14 + 15,11 + 3,38 = 63,63 кПа. Отримані розрахункові значення близькі до дійсних експлуатаційних показників, які змінюються в діапазоні від 0,3 до 0,9 бар в залежності від пори року і теплового навантаження конденсатора.

Аналіз гідравлічних опорів конденсатора аміаку (рис. 11) показує, що спостерігається суттєве зростання гідравлічних опорів в колекторі газоподібного аміаку 1 на ділянці між теплообмінниками 5 і 6. Ця ділянка характеризується наявністю послідовного переходу від однієї секції конденсатора до

Таблиця 3

Результати розрахунків гідравлічних опорів теплообмінного пучка в залежності від режимів роботи вентиляторів повітряного охолодження

D, мм	100	75	25	50	75	$\Sigma\Delta P_{TO}$,
L, м	4	4	48	3	0,5	кПа
1	0,018	0,006	0,004	0,0006	0,0008	**0,03**
2	2,56	0,88	0,50	0,081	0,11	**4,14**
3	2,66	0,92	0,62	0,084	0,12	**4,40**
4	9,60	3,30	1,50	0,30	0,42	**15,11**

Таблиця 4

Гідравлічний опір колекторів газоподібного ΔP_V та рідкого ΔP_L аміаку, кПа

NH_3	ТО	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	ΔP_V	36,63	0,855	0,675	0,517	0,380	5,759	0,169	0,095	0,044	0,011
	$\Sigma\Delta P_V$	36,63	37,49	38,16	38,68	39,06	44,82	44,99	45,08	45,13	**45,14**
L	ΔP_L	2,19	0,201	0,159	0,122	0,089	0,547	0,040	0,022	0,010	0,002
	$\Sigma\Delta P_L$	**3,38**	1,192	0,991	0,833	0,711	0,622	0,074	0,035	0,012	0,002

іншого, наприклад, від Е-1 А/(Е-1В) до Е-1А/ (Е-1С) (рис. 3), в якому встановлений компенсатор температурного розширення і додаткова запірна арматура (рис. 4). Втрати тиску в теплообмінниках при їх паралельному з'єднанні, що характеризуються лінією 2, у всіх апаратах однакові за умови рівномірного розподілу теплового навантаження. У випадках зміни теплового навантаження, яка залежить від режимів роботи вентиляторів, гідравлічні опори теплообмінників, згідно табл. 3, будуть також змінюватися від 0,03 до 15,13 кПа. Аналіз розподілу гідравлічних опорів в конденсаторі Е-1 (див. рис. 11) дозволив виявити недоліки і зробити наступні висновки:

1. Злив рідкого аміаку з конденсатора доцільно здійснювати в його кінці, а не на початку. В цьому місці необхідно мати у своєму розпорядженні і ресивери D-4. Це дозволить, по-перше, реалізувати прямоточну схему руху аміаку, а не противоточну. Тим самим вдасться знизити ам-

***Рис. 11**. Гідравлічний опір конденсатора аміаку: 1 — гідравлічний опір колектора газоподібного NH_3; 2 — гідравлічний опір повітряних теплообмінників; 3 — гідравлічний опір колектора рідкого NH_3; 4 — сумарний гідравлічний опір конденсатора*

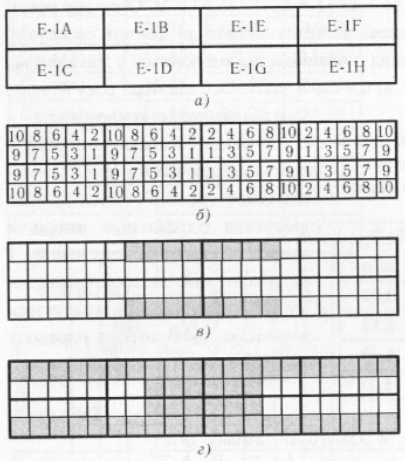


***Рис. 12.** Ілюстрація парного алгоритму включення вентиляторів повітряного охолодження: а) — позначення секцій конденсатора; б) — нумерація вентиляторів в кожній секції конденсатора; в) — послідовне включення парних вентиляторів; г) — послідовне включення непарних вентиляторів*

плітуду термогідравлічних коливань, що виникають внаслідок замикання рідкого аміаку в теплообмінниках, розташованих в кінці конденсатора і, відповідно, в колекторах рідкого аміаку. По-друге, буде забезпечуватися рівномірний характер зниження тисків в колекторі рідкого аміаку від більшого до меншого тиску, а не навпаки.

2. З'єднання секцій конденсатора повинно бути паралельним, а не послідовно-паралельним, бо призводить до стрибкоподібним втратам напору на перехідних ділянках між секціями конденсатора, наприклад, між теплообмінниками 5 і 6 (рис. 11).

Знизити амплітуду коливань тисків конденсації аміаку і забезпечити ефективність роботи теплообмінників конденсатора можна за рахунок застосування нового алгоритму управління вентиляторами повітряного охолодження.

На рис. 12 показано, як реалізується запропонований парний алгоритм включення вентиляторів повітряного охолодження (рис. 6): симетрично від центру вмикаються спочатку парні вентилятори 2, 4, 6, 8, 10 в секціях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 12,*а*), потім — в секціях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H. Після того, як будуть працювати всі парні вентилятори, в роботу вводять непарні вентилятори в порядку 1, 3, 5, 7, 9. Черговість включення аналогічна: спочатку в секціях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 12,*б*), потім в секціях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H (рис. 12,*в*) до повного введення в роботу всіх вентиляторів.

Відключення вентиляторів проводиться в зворотній послідовності. Спочатку відключаються непарні вентилятори 9, 7, 5, 3, 1 в секціях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H (рис. 12,*в*), потім - в секціях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 12,*б*). Тільки після цього відключають послідовно парні вентилятори 10, 8, 6, 4, 2 в секціях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H і E-1B, E-1D, E-1E, E- 1G (рис. 12,*а*) до повного відключення всіх вентиляторів.

Перехід на новий алгоритм включення вентиляторів дозволить більш ефективно регулювати теплове навантаження конденсатора, стабілізувати роботу повітряного конденсатора і знизити витрату електроенергії на привід вентиляторів. При цьому даний спосіб включення вентиляторів можна поширити і на окремі групи секцій конденсатора, наприклад, спочатку на ліву групу: секції E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, потім на праву — E-1E, E-1F , E-1G, E-1H (рис. 3).

Розглянемо вплив алгоритму роботи вентиляторів повітряного охолодження конденсатора на термогідравлічні коливання тиску. На рис. 13 показано розподіл тисків рідкого аміаку на виході з кожного теплообмінника конденсатора і три можливих алгоритми введення в роботу вентиляторів: шаховий (існуючий), непарний і парний (розроблені) при включенні всього двох вентиляторів працюючих в режимі вимушеної конвекції. З рисунка видно, що лінія 3, що характеризує парний алгоритм роботи вентиляторів, розташовується нижче лінії 2, хоча в точності її повторює. Це обумовлено тим, що при реалізації парного алгоритму (режим 3) теплове навантаження на теплообмінник більше в порівнянні з непарним (режим 2) алгоритмом (табл. 5). Тому в цьому випадку аміаку конденсується більше.

***Рис. 13**. Характер зміни тиску в колекторі рідкого аміаку в залежності від алгоритмів роботи вентиляторів: 1 — шаховий; 2 — непарний; 3 — парний*

Це дозволяє зробити висновок про те, що більш ефективним алгоритмом роботи вентиляторів повітряного охолодження є так званий парний алгоритм, так як існуючий шаховий, що характеризується лінією 1, призводить до виникнення додаткових гідравлічних опорів на лінії зливу рідкого аміаку в ресивер.

На характеристики АХУ, а також її повітряного конденсатора впливає наявність в системі НКГ. Для розробки найбільш ефективного способу їх видалення з конденсатора і ресивера розглядалися можливі джерела НКГ; проводилась оцінка максимально досяжних змістів НКГ в АХУ. Аналіз роботи системи видалення НКГ з допомогою конденсатора Е-5 показав, що ефективність очищення парогазової суміші методом низькотемпературної парціальної конденсації не може перевищувати 86%. Це означає, що 14% аміаку втрачається при видаленні НКГ в кращому випадку, тобто при наявності НКГ в системі. У гіршому випадку (при відсутності НКГ, але відкритті клапана скидання) — втрати чистого аміаку складуть 100%.

Таблиця 5

Теплове навантаження повітряного теплообмінника

Режими роботи вентиляторів	1	2	3	4
Теплове навантаження $Q_к$, кВт	75	885	902	1712

Таблиця 6

Результати розрахунків кількості і концентрацій НКГ на вході і виході з повітряного теплообмінника конденсатора АХУ

$C_{НКГ}^{in}$	$C_{НКГ}^{out}$	V	L	$G_{НКГ}$
%	%	%	%	кг
2,5	17,32	13,59	86,41	189
1	16,45	3,54	96,46	76
0,5	15,58	2,43	97,57	38
0,25	10,12	1,6	98,4	19

Примітка: $C_{НКГ}^{in}$, $C_{НКГ}^{out}$ — концентрації НКГ на вході і виході з теплообмінника, відповідно; V, L — об'ємні частки парогазової суміші і рідкого аміаку, відповідно; $G_{НКГ}$ — кількість НКГ

Найчастіше НКГ потрапляють в установку при завантаженні аміаку в трюми судна-газовоза, так як АХУ з'єднана з ним через ізотермічні сховища низькотемпературного рідкого NH_3. При вантажопідйомності судна-газовоза 30 тис. т рідкого NH_3 кількість НКГ в трюмі судна при 5% їх змісту складе 1644 кг. Якщо дану кількість НКГ порівняти з продуктивністю третього ступеня компресора (80…90 т/год), то його масова концентрація на вході в конденсатор не перевищить 2%. У зв'язку з цим можна зробити висновок, що більший вплив на дестабілізацію роботи АХУ комплексу перевантаження аміаку надають термогідравлічні коливання тиску, ніж наявність НКГ, які також погіршують роботу установки, але в меншій мірі. У такій ситуації через низьку температуру переохолодженого рідкого NH_3 і високого тиску в ресивері складається хибне враження, що концентрація НКГ дуже висока.

Насправді це викликано замиканням частини рідкого аміаку в зливному трубопроводі і кінцевих теплообменниках конденсатора. Табл. 6 дає уявлення про реальний зміст НКГ в АХУ в кількості $G_{НКГ}$, а рис. 14 — про працездатність теплообмінного пучка при різних концентраціях НКГ на вході. На рис. 14 зміна концентрації НКГ по довжині теплообмінника показано лінією 1, а концентрації аміаку при наявності НКГ — лінією 2. Точка перетину двох ліній (*а*) характеризує гранично допустиму концентрацію НКГ, при якій теплообмінник далі працювати не буде. Це обумовлено тим, що досягнуто граничний робочий тиск в конденсаторі 2 МПа, і температура рідкого аміаку зрівнялася з температурою навколишнього середовища. Подальша конденсація аміаку неможлива. При цьому зростання концентрації НКГ по довжині теплообмінника відповідає зростанню тиску в конденсаторі.

Рис. 14. *Вплив НКГ (1) на процес конденсації аміаку (2) в теплообміннику*

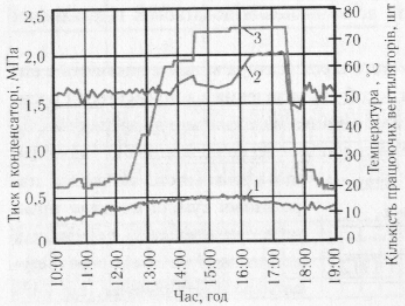


Рис. 15. *Графік, що підтверджує наявність НКГ в конденсаторі АХУ: 1 — температура навколишнього середовища; 2 — тиск в конденсаторі; 3 — кількість працюючих вентиляторів*

Проведені дослідження дозволили сформулювати і виділити основні причини зміни робочих параметрів АХУ, що вказують на наявність НКГ або на виникнення термогідравлічних коливань в системі:

1. Нестабільна робота системи конденсації аміаку обумовлена термогідравлічними коливаннями, які проявляються у вигляді низьких температур рідкого аміаку (нижче рівноважної температури на 5...6 °С) і тривалою відсутністю відчутної зміни рівня рідини в ресіверах з подальшим стрибкоподібним його підвищенням.

2. Наявність НКГ в системі характеризується високими тисками і температурами конденсації, які з деяким запізненням починають знижуватися після введення в роботу максимально можливої кількості вентиляторів (рис. 15).

Для зниження втрат аміаку пропонується новий алгоритм відкриття продувочного клапана, який потрібно перевести в режим періодичної здування НКГ тільки в міру необхідності, а не примусово два рази на добу. При цьому слід враховувати дійсне перевищення тиску в заданому діапазоні, наприклад, 1,75...2 бара, яке спостерігається не менше однієї години і підтверджується великою кількістю працюючих вентиляторів. Крім цього, видалення НКГ на факел має виконуватися тільки з одного ресивера, а не з усіх ресиверів одночасно. В іншому випадку можуть з'являтися додаткові гідравлічні опори і коливання тиску в конденсаторі.

Концентрація НКГ в ресівері (рис. 16) визначалася таким чином. По температурі рідкого аміаку знаходили рівноважний тиск аміаку $P = f(T)$, а також різницю тисків між тиском насичення і тиском в ресівері ΔP. За значенням різниці тисків ΔP розраховувалася концентрація НКГ в парогазової суміші як $C_{НКГ} = \Delta P/P$.

Ці розрахункові дані використовувалися для управління клапанами здування ресиверів. При концентрації НКГ в діапазоні 15 ... 20% клапан отдувки відкривається, і парогазова суміш скидається з ресивера на факел, що призводить до стабілізації роботи системи видалення НКГ (рис. 17). Однак, як показав аналіз зібраних даних, тиск в ресивері після здування парогазової суміші на факел не завжди знижується, а підвищується температура рідкого аміаку. Це свідчить про наявність термогідравлічного опору на шляху зливу рідкого аміаку з конденсаторів.

Для підтвердження цього факту була визначена рівноважна температура парів аміаку при тиску в ресивері $T = f(P)$. Її порівняння з дійсною температурою рідкого аміаку показало, що рідкий аміак подається в ресивер з переохолодженням на 3,5...6,2 °С.

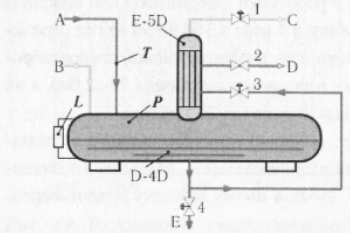


Рис. 16. *Принципова схема лінійного ресивера D-4D з розташованим на ньому конденсаторов E-5D: A — слив рідкого аміаку з конденсатора; B — надходження НКГ з конденсатора; C — НКГ на факел; D — пари аміаку на всмоктування в першу ступінь компресора; E —рідкий аміак в сепаратор 9; 1, 3, 4 — регулюючі вентилі; 2 - запірний клапан; P — тиск в ресивері; T — температура рідкого аміаку; L — рівень рідкого аміаку в ресівер*

Крім цього було проведено порівняння температур рідкого аміаку, що знаходиться в робочих ресіверах D-4A і D-4B або D-4C і D-4D. В результаті встановлено, що при рівних тисках в ресіверах через наявність гідравлічних затворів рідкий аміак виявився переохолодженим на 5...10 °С. Це є сигналом для відкриття клапана здування НКГ і зниження тиску. При цьому опір зрівнювального трубопроводу, зв'язуючого парові обсяги конденсатора і ресивера, знижується, і рідкий аміак стрімко зливається в ресивер. Таким чином, встановлено, що ознакою замикання рідкого аміаку в зливному колекторі і конденсаторах є також тривала відсутність зміни рівня L (рис. 16) в одному з ресиверів з подальшим різким збільшенням його обсягу на 50...95 %.

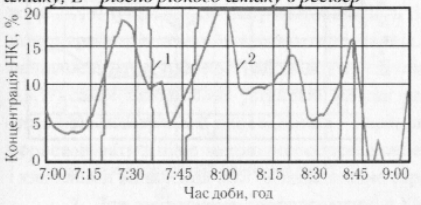


Рис. 17. *Зміна концентрації НКГ в конденсаторі АХУ: 1 — міра та тривалість відкриття клапана здування; 2 — розрахункова концентрація НКГ*

Розрахунок зміни рівня рідкого аміаку в ресіверах підтвердив факт переохолодження рідкого аміаку і замикання його в конденсаторах. При цьому момент різкого збільшення рівня рідкого аміаку в ресівері передує або збігається з відкриттям клапана продувки.

В результаті можна зробити висновок, що визначати концентрацію НКГ тільки по температурі рідкого аміаку в ресівері некоректно в великотоннажної АХУ, так як це призводить до частих здування і великих втрат аміаку. Тому автоматичне керування клапанами здування НКГ на факел доцільно здійснювати на основі сформульованих ознак наявності НКГ в системі або виникнення термогідравлічних коливань.

Інший варіант організації роботи системи видалення НКГ, який є найбільш ефективним, полягає в перекладі роботи клапана здування на режим, коли він завжди буде відкритий на 30%. При цьому буде забезпечуватися постійна проточність конденсатора і ресиверів АХУ, що дозволить знизити амплітуду термогідравлічних коливань і стабілізувати роботу установки в літній період року. Видалення НКГ в такому режимі необхідно здійснювати не так на факел, а в новий відділювач НКГ абсорбційного типу, який використовується в якості другого ступеня очищення газів від аміаку.

У **третьому розділі** дана характеристика розроблених і частково вже впроваджених пропозицій щодо стабілізації роботи АХУ і її повітряного конденсатора.

Дослідження режимів роботи холодильної установки показали, що при забезпеченні стабільності її експлуатаційних показників потрібно домагатися гранично можливого змен-

шення втрат аміаку в процесах видалення НКГ і зниження витрат енергії, що витрачається на привід відцентрового компресора.

Для цього модернізацію існуючої системи видалення НКГ запропоновано провести у два етапи. На першому етапі необхідно конденсатор Е-5 (рис.4), який використовується в якості першого ступеня відділення НКГ, поєднати з сепаратором другого ступеня 8 замість першої — 7 (рис.3). Це дасть можливість ефективно використовувати в роботі цей конденсатор при відкритті продувочного клапана на 30...100% і скоротити втрати аміаку в 4 рази з 360 до 90 кг/год (при існуючому алгоритмі продувок). На другому етапі впровадити в експлуатацію новий алгоритм роботи продувних клапанів при дійсному перевищенні тиску в заданому діапазоні 1,75...2 бар, а не примусово, двічі на добу. Це дозволить знизити втрати NH_3 в 10 разів (до 26 т на рік).

Втрати аміаку вдасться повністю виключити при використанні компактного відділювача НКГ абсорбційного типу в якості другого ступеня відділення НКГ, захищеного патентом України №97797 від 10.04.2015. Виносимий з НКГ аміак в цьому випадку буде повертатися в повному обсязі в ресивер D-4 в рідкому стані.

Ефективність застосування парного алгоритму управління вентиляторами повітряного конденсатора можна проілюструвати рис. 18. З нього видно, що суцільні лінії показують зміни тисків на виході з теплообмінників конденсатора в залежності від кількості та алгоритмів роботи вентиляторів. Штрихпунктирна лінія характеризує максимальний тиск, який необхідно подолати для зливу рідкого аміаку з теплообмінників конденсатора, а заштрихована область — різницю тисків і величину гідравлічних опорів.

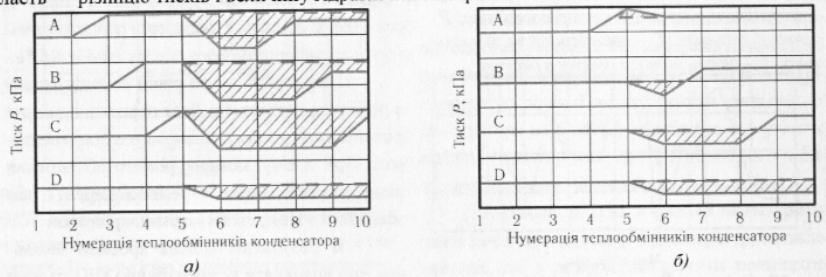


Рис. 18. *Характер зміни гідравлічних опорів в колекторі рідкого аміаку в залежності від алгоритмів роботи вентиляторів повітряного охолодження: а) — шаховий (старий); б) — парний (новий); A, B, C, D — кількості працюючих вентиляторів в кожній секції конденсатора 2, 3, 4, 5, відповідно*

З рис. 18,*а* видно, що чим більше в роботу вводиться вентиляторів повітряного охолодження (варіанти A - B - C), що запобігають значне зростання температури конденсації аміаку, тим більший вплив на тиск в конденсаторі надають термогідравлічні коливання (заштрихована область). При роботі всіх вентиляторів (варіант D) гідравлічний опір обумовлений тільки конструктивними особливостями і схемою з'єднання теплообмінників конденсатора.

З рис. 18,*б* очевидно, що при реалізації запропонованого «парного» алгоритму роботи, коли відбувається збільшення кількості працюючих вентиляторів, в останніх теплообмінниках, розташованих по ходу руху аміаку, тиск в колекторі рідкого NH_3 стає вище, ніж в перших. Це створює позитивний натиск для зливу рідкого аміаку в ресивер, так як знижуються термогідравлічні коливання всередині системи на 10...30 кПа.

Використання нового ефективного парного алгоритму роботи вентиляторів повітряного охолодження, а також нового алгоритму управління клапанами здування НКГ на факел дозволило стабілізувати роботу АХУ за рахунок зниження амплітуди ΔP_2 і частоти коливань тиску $\Delta\tau_2$ в конденсаторі в порівнянні з їхніми первісними значеннями ΔP_1 і $\Delta\tau_1$ (рис 19).

Впровадження зазначених розробок дозволило: знизити різницю тисків між тиском нагнітання газоподібного аміаку на вході в конденсатор і тиском рідкого аміаку в ресівері на 30 кПа; стабілізувати коливання тиску в ресівері на рівні 0,05 МПа (але не більше 0,1 МПа), а також коливання рівня рідкого аміаку в ресівері на рівні 25% (але не більше 50%); знизити втрати аміаку на 260 т/рік (в 10 разів) і споживання природного газу на 445000 м^3/рік (на 1,5%); зменшити емісію CO_2 в навколишнє середовище на 880 т на рік. Економічний ефект від впровадження розроблених алгоритмів склав не менше 300 тис. дол. США.

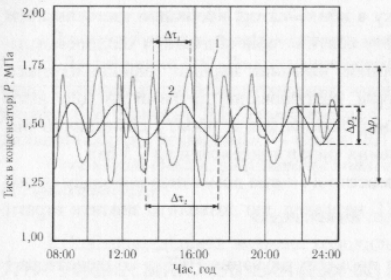


Рис. 19. *Результати стабілізації роботи АХУ: 1 — існуючий режим роботи установки; 2 — новий режим роботи установки; ΔP_1, ΔP_2 — амплітуди коливання тиску в конденсаторі; $\Delta\tau_1$, $\Delta\tau_2$ — частоти коливань тисків в конденсаторі*

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

У дисертації вирішене актуальне для холодильної техніки науково-прикладне завдання вдосконалення великотоннажної АХУ з повітряним конденсатором, що входить до складу комплексу перевантаження рідкого аміаку на судна-газовози, шляхом зниження впливу на характеристики установки термогідравлічних коливальних процесів і неконденсуючих газів, що видаляються з конденсатора і ресивера.

1. Використання атмосферного повітря для відводу тепла конденсації в великотоннажної АХУ зумовлює суттєву нестабільність її характеристик, обумовлену безперервною зміною параметрів навколишнього середовища: температури і вологості повітря, напрямку і швидкості вітру, наявності або відсутності опадів та ін. Оскільки на показники конденсатора АХУ і самої холодильної установки можна впливати лише шляхом вмикання/вимикання вентиляторів повітряного охолодження і періодичним здуванням НКГ на факел, необхідно використовувати з цією метою розроблені нові ефективні алгоритми управління вентиляторами і клапанами видалення НКГ в навколишнє середовище.

2. Для визначення характеристик АХУ і її конденсатора в нерозрахункових умовах доцільно використовувати розроблену методику, яка забезпечує задовільне узгодження розрахункових даних з експериментальними. У методиці враховуються конструктивні особливості конденсатора, паралельно-послідовна колекторна схема з'єднання повітряних теплообмінників, наявність НКГ в системі, наявні істотні відмінності у витратах рідкого аміаку після кожного сепаратора установки, а також — газоподібного аміаку, який послідовно стискається у трьох ступенях відцентрового компресора.

3. Злив рідкого аміаку з конденсатора в ресивери D-4 необхідно проводити в кінці конденсатора, а не на його початку. Це дозволить, по-перше, реалізувати прямоточну схему руху аміаку замість противоточной. При переході до такої конструкції можна знизити амплітуду термогідравлічних коливань, що виникають внаслідок замикання рідкого аміаку в кінцевих теплообмінниках і колекторах конденсатора. По-друге, буде забезпечуватися рівномірне зниження тисків в колекторі рідкого аміаку від більшого до меншого його значення.

4. З'єднання секцій конденсатора в АХУ має бути паралельним, а не послідовно-паралельним, що призводить до стрибкоподібним втратам напору на перехідних ділянках між секціями конденсатора, наприклад, між теплообмінниками 5 і 6 (рис. 11).

5. Основний вплив на дестабілізацію характеристик АХУ і її повітряного конденсатора надають термогідравлічні коливальні процеси в системі «конденсатор — ресивер». Наяв-

ність НКГ в системі (до 5%) також погіршує характеристики установки, але в меншої мірі. У зв'язку з цим для забезпечення стабільності роботи АХУ слід знижувати амплітуду і частоту коливання тиску в повітряному конденсаторі.

6. Для зменшення амплітуди коливань тиску в конденсаторі необхідно застосовувати новий більш економний алгоритм введення в роботу вентиляторів обдування теплообмінників, які формують поверхню конденсатора. Алгоритм, названий парним, характеризується включенням в роботу спочатку парних вентиляторів, розташованих другими по ходу руху аміаку, а потім — непарних. Вентилятори повинні включатися в роботу симетрично від центру конденсатора. Це дозволило знизити коливання тисків конденсації на 0,5 бар.

7. Зниження частоти коливань тиску в конденсаторі можна домогтися впровадженням нового алгоритму відкриття клапана здування НКГ на факел, що дозволить знизити втрати аміаку в 10 разів (на 260 т/рік).

8. Для повного виключення втрат аміаку в процесах здування НКГ з конденсатора і його ресиверів доцільно перейти до використання двоступеневої системи їх видалення, в якій кінцевим елементом є відділювач НКГ абсорбційного типу.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні результати дисертації:

1.Лавренченко Г.К. Про зниження впливу НКГ на характеристики аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2014. — №2. — С. 20-29.

Особистий внесок: визначення місць накопичення НКГ в АХУ.

2.Лавренченко Г.К. Аналіз систем відділення повітря аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2014. — №3. — С. 18-23.

Особистий внесок: розробка двох схем системи відділення повітря великої і малої продуктивності для підвищення ефективності роботи АХУ.

3.Лавренченко Г.К. Оцінка характеристик аміачної холодильної установки при роботі конденсатора у нерозрахункових умовах [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2015. — №2. — С. 25-34.

Особистий внесок: створена методика розрахунку основних показників конденсатора АХУ при роботі його в нерозрахункових умовах.

4.Лавренченко Г.К. Особливості нерозрахункових режимів роботи повітряного конденсатору великотоннажної аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2015. — №4. — С. 12-26.

Особистий внесок: визначення впливу різних режимів роботи вентиляторів на ефективність роботи конденсатора, розробка двох алгоритмів включення їх в роботу.

5.Лавренченко Г.К. Зниження впливу термогідравлічних коливальних явищ на характеристики великотоннажної аміачної холодильної установки з повітряним конденсатором [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2016. — №1. — С. 16-28.

Особистий внесок: визначення причин виникнення та зниження термогідравлічних коливань в великотоннажної АХУ.

6.Лавренченко Г.К. . Вплив неконденсуючих газів на роботу великотоннажної аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Технічні гази. — 2016. — №2. — С. 24-33.

Особистий внесок: розробка нового алгоритму роботи клапанів здування НКГ на факел.

Публікації апробаційного характеру:

1.Лавренченко Г.К. Про зниження впливу НКГ на характеристики аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Збірник тез доповідей «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». — Одеса, 2014. – С.124-126.

Особистий внесок: формування компромісної цільової функції для мінімізації втрат NH_3.

2.Лавренченко Г.К. Оцінка характеристик аміачної холодильної установки при роботі конденсатора у нерозрахункових умовах [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Збірник тез доповідей «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». — Одеса, 2015. – С.22-24.

Особистий внесок: аналіз показників конденсатора при його роботі в розрахункових умовах.

3.Лавренченко Г.К. Дослідження особливостей нерозрахункових режимів роботи повітряного конденсатора великотоннажної аміачної холодильної установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська // Збірник тез доповідей «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». — Одеса, 2015. – С.117-119.

Особистий внесок: результати оптимізації роботи конденсатора АХУ при накопиченні і видаленні НКГ.

Отриманий патент за темою дисертації:

1.Повітровіддільник аміачної холодильної установки [Текст] : Деклараційний патент 97797 Україна : МПК F25B 43/04 (2006.01) Г.К. Лавренченко, О.В. Копитін, Л.В. Тимошевська; заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій. — № 201409841; заявл. 08.09.2014; публ. 10.04.2015, Бюл. №7. — 4 с.

Аннотация

Тимошевская Л.В. Улучшение показателей крупнотоннажной аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором комплекса перегрузки аммиака. – Рукопись диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 – «Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования». – Одесская национальная академия пищевых технологий Министерства образования и науки Украины, Одесса, 2016 г.

Работа посвящена решению актуальной научно-прикладной задачи совершенствования крупнотоннажной аммиачной холодильной установки (АХУ) с воздушным конденсатором, входящей в состав комплекса перегрузки жидкого аммиака на суда-газовозы, путём снижения влияния на показатели установки термогидравлических колебательных процессов и неконденсирующихся газов, удаляемых из конденсатора и ресивера. Сформирована математическая модель АХУ, которая учитывает конструктивные особенности конденсатора, гидравлические сопротивления параллельно-последовательной коллекторной схемы соединения воздушных теплообменников, наличие неконденсирующихся газов (НКГ) в системе, а также существенные отличия расходов газообразного аммиака в ступенях компрессора, позволяющая описать показатели установки в нерасчётных условиях. Обоснованы и подтверждены расчётами и экспериментальными исследованиями новые более эффективные способы автоматического управления работой вентиляторов воздушного охлаждения конденсатора и клапанов сдувки НКГ на факел. Показано, что даже незначительное количество НКГ (до 5%) оказывает существенное влияние на процесс конденсации аммиака, особенно в летний период работы АХУ. Установлены причины возникновения и разработаны алгоритмы снижения термогидравлических колебаний давления в системе «конденсатор – ресивер», которые позволили снизить колебания давлений в теплообменниках конденсатора и ресиверах на 0,5 бар, потери аммиака на 260 т/год и расход природного газа подаваемого на факел на 0,45 млн. $м^3$/год. Выработаны рекомендации по снижению потерь аммиака при удалении из установки НКГ. Разработана схема нового абсорбционного отделителя НКГ. Поставлена и решена задача обеспечения минимальных потерь аммиака.

Ключевые слова: Аммиачная холодильная установка. Центробежный компрессор. Воздушный конденсатор. Ресивер аммиака. Неконденсирующиеся газы. Термогидравлические колебательные явления. Алгоритм включения/выключения вентиляторов. Алгоритм открытия/закрытия клапанов сдувки НКГ.

Анотація

Тимошевська Л.В. Покращення показників великотоннажної аміачної холодильної установки з повітряним конденсатором комплексу перевантаження аміаку. – Рукопис дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання». – Одеська національна академія харчових технологій МОН України, Одеса, 2016 р.

Робота присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної задачі вдосконалення великотоннажної аміачної холодильної установки (АХУ) з повітряним конденсатором, що входить до складу комплексу перевантаження рідкого аміаку на судна-газовози, шляхом зниження впливу на показники установки термогідравлічних коливальних процесів і неконденсуючихся газів, що видаляються з конденсатора і ресивера. Сформована математична модель АХУ, що дозволяє описати показники установки в нерозрахункових умовах. Обгрунтовано і підтверджені розрахунками і експериментальними дослідженнями нові більш ефективні алгоритми управління роботою вентиляторів повітряного охолодження конденсатора і клапанів здування неконденсуючий газів (НКГ) на факел. Показано, що навіть незначна кількість НКГ (до 5%) суттєво впливає на процес конденсації аміаку, особливо в літній період роботи АХУ. Встановлено причини виникнення та розроблений спосіб зниження термогідравлічних коливань тиску в системі «конденсатор — ресивер». Вироблені рекомендації щодо зниження втрат аміаку при видаленні з установки НКГ. Розроблено схему нового абсорбційного віддільника НКГ. Поставлено та розв'язано задачу забезпечення мінімальних втрат аміаку.

Ключові слова: Аміачна холодильна установка. Відцентровий компресор. Повітряний конденсатор. Ресивер аміаку. Неконденсуючі гази. Термогідравлічні коливальні явища. Алгоритм вмикання/вимикання вентиляторів. Алгоритм відкриття/закриття клапанів здування НКГ.

Abstract

Tymoshevska L.V. The improvement in large-capacity ammonia refrigeration system with air cooled condenser overload ammonia complex. – Thesis for scientific degree of candidate of technical sciences on specialty 05.05.14 – "Refrigerated, vacuum and compressor equipment, air conditioning systems". — Odessa National Academy of Food Technologies of MES of Ukraine, Odessa, 2016.

The work is devoted to solving actual scientific and applied problems of perfection of large-capacity ammonia refrigeration plants (ARP) with air cooled condenser, which is part of the reception of the complex handling of liquid ammonia to the liquid cargo carriers, by reducing the impact on installation performance thermohydraulic oscillation processes and non-condensable gases removed from the condenser and the receiver. Formed mathematical model of ARP, which allows to describe the installation of indicators non-calculations conditions. Substantiated and confirmed by calculations and experimental studies of new, more efficient algorithms for controlling the operation of air-cooled condenser fans and valve purge non-condensable gases (NCG) on the torch. It has been shown that even a small amount of NCG (5%) had a significant effect on the ammonia condensation process, especially during the summer period of the ARP. The causes of the emergence and developed a way to reduce pressure fluctuations in the thermal-hydraulic "condenser — receiver" system. Recommendations on reduction of ammonia losses during removal of the NCG unit. The scheme of the new absorption separator NCG. Posed and solved the problem of ensuring minimum loss of ammonia.

Keywords: Ammonia refrigeration plant. A centrifugal compressor. Air condenser. Receiver ammonia. The non-condensable gases. Thermohydraulic oscillatory phenomena. Turn on/off the fan algorithm. Algorithm for opening/closing the valve purge NCG.