

УДК 661.53:66.048.8

Бабіченко А.К., Гошинський В.І, Пирсенкова Є.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ АМІАКУ З ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ГАЗУ У ВИПАРНИКАХ ВЕЛИКОТОНАЖНИХ АГРЕГАТИВ СИНТЕЗУ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Вступ і постановка задачі досліджень. Найважливішим продуктом хімічної промисловості, зокрема у виробництві мінеральних добрив, є синтетичний аміак. Базовими агрегатами для виробництва аміаку, як в Україні так і в Росії, є великотоннажні агрегати синтезу серії АМ–1360, сім з яких експлуатуються в Україні [1].

В агрегатах синтезу аміаку остаточне добування цільового продукту здійснюється шляхом конденсації його при охолодженні циркуляційного газу у двох кожухотрубних з U-подібними теплообмінними трубками випарниках зануреного типу, включених у цикли двох водоаміачних абсорбційних (АХУ) і аміачної турбокомпресорної (АТК) холодильних систем. Циркуляційний газ з парою аміаку охолоджується у внутрішньому трубному просторі до температури не вище 5 °С за рахунок аміаку, що кипить у міжтрубному просторі випарників, при температурі не вище – 10 °С. Газоподібний аміак з міжтрубного простору випарників прямує в АХУ і АТК, де він скраплюється і подається знову до випарників.

Забезпечення заданої температури, охолодження циркуляційного газу вирішується, як відомо, тепловим розрахунком випарника, одна з основних задач якого пов'язана з визначенням поверхні і коефіцієнту теплопередачі K . Останній встановлюється коефіцієнтами тепловіддачі $\alpha_{\text{ВН}}$ з боку киплячого холодоагенту, $\alpha_{\text{МТ}}$ з боку циркуляційного газу і термічними опорами забруднень R_3 та стінок металевих труб R_T і визначається за формулою:

$$K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ВН}}} + R_3 + R_T + \frac{1}{\alpha_{\text{МТ}}} \right). \quad (1)$$

Процес тепловіддачі з боку аміаку у зоні розвиненого бульбашкового кипіння на зовнішній поверхні пучків труб в області помірних навантажень достатньо вивчено у літературі [2] і рекомендована добре апробована в практичних умовах формула для розрахунку коефіцієнту $\alpha_{\text{ВН}}$ [Вт/м²К]

$$\alpha_{\text{МТ}} = 2,2 q_F^{0,7} P^{0,21}, \quad (2)$$

де q_F – питомий тепловий потік, Вт/м²; P – тиск кипіння, бар.

Рівняння (2) справедливе в діапазонах температури кипіння (-40 ÷ 20 °С) і тепловому потоці 600 ÷ 72000 Вт/м².

Значно складніше становить вирішення задачі визначення коефіцієнту $\alpha_{\text{МТ}}$, що обумовлено конденсацією аміаку під підвищеним тиском (23 ÷ 25 МПа) за наявності великої кількості інертів (аргон, азот, водень, метан) до 90 % об. У загально відомій літе-

ратурі [3,4] розглянуто теплообмін у випадку конденсації парогазової суміші водяної пари з інертами (гелій, повітря, фреон-12), що турбулентно протікає у трубі. Отримані критеріальні залежності справедливі лише для невеликих тисків (130 кПа) і за наявності малої кількості інертів (до 1 % об.). Тому при проектуванні випарників використовувалось критеріальне дещо перетворене рівняння Краусольда без урахування конденсації [5]:

$$\alpha_{BH} = AW_{TP}^{0,8} d_{BH}^{-0,2}, \quad (3)$$

де A – коефіцієнт, що залежить від теплофізичних властивостей газу; W_{TP} – вагова швидкість газу у внутрішньому трубному просторі на одиницю поверхні, кг/м²с; d_{BH} – внутрішній діаметр труб, м.

Проте, наявність великої кількості інертів, як свідчать теоретичні положення [3], призводить до зниження швидкості конденсації та утруднює доступ пари аміаку до цієї поверхні. Отже, величина термічного опору в силу вище сказаного буде дещо більшою і явно характеризується значно складнішою функцією:

$$1/\alpha'_{BH} = R_{BH} + 1/\alpha_{BH}, \quad (4)$$

де R_{BH} – додатковий термічний опір.

Результати досліджень. Для перевірки цього твердження були проведені експериментальні дослідження в промислових умовах, окремі результати яких представлені у табл. 1.

При цьому, розрахунок величини теплового потоку \hat{O} , середньої витрати аміачного конденсату M_{CK} здійснювався за алгоритмом наведеним в роботі [6], а коефіцієнт теплопередачі визначався за рівнянням:

$$K = \hat{O} / F \Delta t_{CP}, \quad (5)$$

де $F = 520 \text{ м}^2$ – поверхня теплообміну; Δt_{CP} – середньологарифмічна різниця температур, °С.

Порівняння значень коефіцієнту K , наведених у табл. 1, і проектною свідчить, що у реальних умовах коефіцієнт теплопередачі в середньому у 1,5 рази менше. Цим здебільшого обумовлена і менша величина теплового потоку по відношенню до проектного значення 96,28 (6,28 мВт). Отримані розрахункові показники засвідчують, що між загальним коефіцієнтом термічного опору $\sum R$ і середньою витратою аміачного конденсату існує не випадкова залежність (див. рис. 1), вигляд якої встановлювався за допомогою пакета Statistika.

$$\sum R = (256,64 - 9,40232M_{CK} + 41,66742M_{CK}^2)10^{-6}, \quad (6)$$

де $(R_3 + R_T) = 256,64 * 10^{-6} \text{ м}^2\text{К/Вт}$, а $R_{BH} = (-9,40232M_{CK} + 1,66742M_{CK}^2)10^{-6} \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

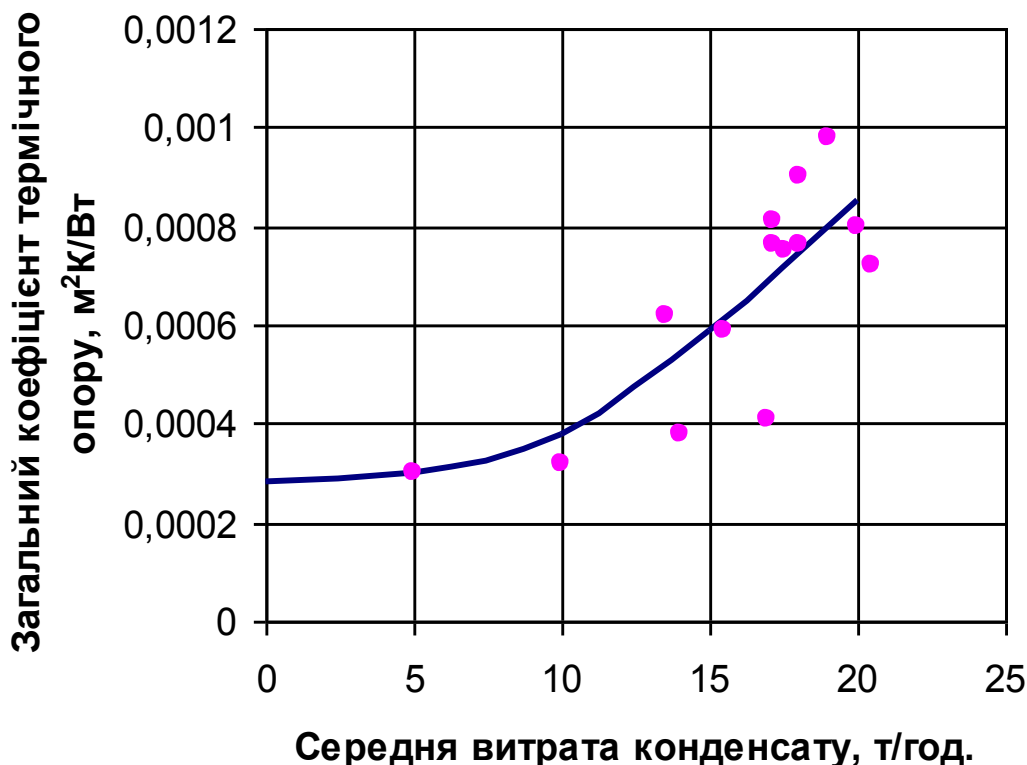


Рисунок 1 – Залежність загального коефіцієнту термічного опору від кількості сконденсованого аміаку

Коефіцієнт кореляції склав 0,78, а середньоквадратичне відхилення розрахункового значення відносно експериментального не перевищує 10^{-4} м²К/Вт. Перевірка на адекватність по критерію Фішера довела, що дисперсії залишкова і відносно середнього відрізняються не випадково, а похибка апроксимації не перевищує 10 %.

Вирішуючи спільно рівняння (3,4 і 6) отримаємо скореговане рівняння Краусольда для розрахунку α'_{BH} при конденсації аміаку в умовах підвищеного складу інертів під тиском понад 20 МПа:

$$\alpha'_{Ai} = \frac{AW_{TP}^{0,8} d^{-0,2}}{1 + (1,66742M_{CK}^2 - 9,40232M_{CK})10^{-6} * AW_{TP}^{0,8} d_{BH}^{-0,2}} \quad (7)$$

Висновки. Таким чином, використання отриманого рівняння в процесі проектування такого типу апаратів дозволить запобігти неточності при розрахунках коефіцієнтів теплопередачі і забезпечити заданий розподіл температур циркуляційного газу, а також проводити математичне моделювання для вирішення задач оптимального управління, зокрема, в процесі дренажу флегми з випарника. Крім того, такий підхід сприяв і визначенню реальних показників величини термічного опору забруднень і стінок труб.

Література

1. Митронов А.П., Овсиенко П.В., Топчий В.А. Перспективы эксплуатации агрегатов производства аммиака в Украине // Хімічна промисловість України. – 2000. – №1 – с. 25–29.
2. Холодильные машины: Учебн. для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Х. Бухарин, В.Н. Пекарев и др. / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского – СПб.: Политехника, 1997. – 922 с.
3. Тананайко Ю.М., Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. – К.: «Техніка» 1975. – 311 с.
4. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов / Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А./ Под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
5. Бабиченко А.К., Тошинский В.И., Красников И.Л. и др. Идентификация и математическое моделирование испарителя абсорбционной холодильной установки агрегата синтеза аммиака // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000. – №78. – с. 62–64.

УДК 661.53:66.048.8

Бабиченко А.К., Тошинский В.И., Пырсенкова Е.А.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ
АММИАКА ИЗ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ГАЗА
В ИСПАРИТЕЛЯХ КРУПНОТОННАЖНЫХ АГРЕГАТОВ СИНТЕЗА**

Представлены результаты исследований процесса теплообмена в испарителях блока вторичной конденсации. Получено уточненное уравнение Краусольда для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны циркуляционного газа, учитывающее интенсивность процесса конденсации аммиака.