

А.К. БАБІЧЕНКО, В.І. ТОШИНСЬКИЙ

ЗАСТОСУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- І МАСООБМІНУ В АБСОРБЕРАХ ТЕПЛОВИКОРИСТУЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК АГРЕГАТИВ СИНТЕЗУ АМІАКУ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Обґрунтована необхідність збільшення холодопродуктивності абсорбційних холодильних установок блоку вторинної конденсації шляхом підвищення ефективності процесів тепло-і масообміну в абсорберах. Викладена методика і алгоритм ідентифікації кожухотрубного плівкового абсорбера. Встановлені кількісні залежності для основних параметрів ідентифікації (коефіцієнт тепловіддачі з боку розчину і частка активної поверхні масообміну) за даними експериментальних досліджень промислового апарату. Відзначено доцільність використання математичної моделі для діагностики показників ефективності процесу неізотермічної абсорбції в ході проектування і вдосконалення технологічного оформлення абсорбційних холодильних установок.

Вступ

В агрегатах синтезу аміаку серії АМ-1360 у блоці вторинної конденсації охолодження циркуляційного газу з метою вилучення продукційного аміаку здійснюється за допомогою двох абсорбційно-холодильних установок (АХУ) і турбокомпресорного холодильного агрегату (АТК). Збільшення холодопродуктивності АХУ дозволяє за рахунок зменшення навантаження на АТК і, як наслідок, зменшення споживання електроенергії підвищити енергоефективність блоку вторинної конденсації в цілому. Тому збільшення холодопродуктивності АХУ з одночасним виключенням АТК, що споживає біля 4 тис. кВт·год електроенергії, зі схеми роботи становить актуальну задачу.

Досвід експлуатації АХУ свідчить про значний вплив на їх експлуатаційні показники зовнішнього теплового навантаження внаслідок коливань температури атмосферного повітря, що обумовлено застосуванням повітряних конденсаторів, водяного охолодження в абсорберах і зміною температури циркуляційного газу на вході випарників. Експериментально-аналітичними дослідженнями [1] встановлено, що збільшення температури атмосферного повітря з -6 до 30°C обумовлює незважаючи на підвищення холодопродуктивності і теплового коефіцієнта АХУ збільшення температури охолодження циркуляційного газу з -8 до 5°C ,

що вище регламентної норми 0°C . Підвищення ж цієї температури навіть на 1°C , як відомо [2], знижує енергоефективність агрегата синтезу за рахунок збільшення витрат природного газу і глибоко знесолоної води у додатковий паровий котел відповідно на $307,3$ тис. нм^3 і 3 тис. т на рік, необхідних для приводу парової турбіни компресора циркуляційного газу і свіжої азотно-водневої суміші.

Постановка задачі досліджень

Одним з ключових апаратів АХУ є абсорбер, як з'єднувальна ланка прямого і зворотного циклів холодильної системи. При цьому ефективність процесів тепло- і масообміну в абсорбері суттєво впливає на концентрацію міцного розчину, а отже і зону дегазації розчинів, збільшення якої, що підтверджено експериментальними дослідженнями, сприяє зменшенню кратності циркуляції і підвищенню холодопродуктивності АХУ [2].

Аналіз цих експериментальних досліджень і проектних показників довів, що концентрація міцного розчину після абсорберу навіть за проектних зовнішніх навантажень (температура на вході і витрата води, температура концентрація і витрата слабкого розчину, тиск абсорбції) суттєво відрізняється ($0,396$ кг/кг) від проектної ($0,42$ кг/кг), що пов'язано з визначенням цієї концентрації при проектуванні на рівні рівноважної. Тому існуюча

практика проектування АХУ за рівноважною концентрацією міцного розчину недоцільна. Встановлення реальної концентрації розчину на виході абсорбера, з'ясування закономірностей процесів тепло- і масообміну та визначення умов підвищення ефективності процесу абсорбції може бути вирішено шляхом математичного моделювання. Вирішення таких задач, насамперед, пов'язано з розробкою математичної моделі абсорбера, що і стало предметом подальших досліджень.

Методика досліджень

Основний етап такої розробки полягає в ідентифікації абсорбера, який становить кожухотрубний плівковий елементний апарат, що містить до п'яти горизонтальних двоходових теплообмінників, над трубами яких розташоване зрошувальне корито. Слабкий розчин надходить до нього і зрошує трубки, а пара аміаку прямують у міжтрубний простір. Охолоджуюча вода проходить протиток у середині труб. Основними параметрами зв'язку для такого об'єкта є коефіцієнт теплопередачі K_T , визначуваний коефіцієнтами тепловіддачі відповідно з боку охолоджуючої води α_B та розчину α_P і термічним опором забруднень та стінок труб R_3 , а також активна поверхня з поверхневим коефіцієнтом масопередачі $K_{Ж}$, віднесеним до рідкої фази. Останній визначається тільки коефіцієнтом масовіддачі $\beta_{Ж}$, що обумовлено поглинанням 100%-вого аміаку [3]. В умовах невизначеності активної поверхні масопередачі навіть для апаратів з фіксованою поверхнею контакту (насадкові абсорбери) в подальшому використовувалися умовний коефіцієнт масопередачі, віднесений до геометричної поверхні теплообмінних труб, і частка активної поверхні ϕ . За результатами обробки даних пасивного реєстраційного експерименту у відповідності з розробленим алгоритмом [1] була сформована вибірка з двадцяти режимів, найбільш характерні з яких для абсорбера зведені до табл. 1.

За отриманими експериментальними даними визначалися тепловий потік абсорбера Q_a , коефіцієнт теплопередачі K_T^E , умовний поверхневий коефіцієнт

масопередачі $K_{Ж}^E$ і частка активної поверхні ϕ за рівняннями:

$$Q_a = q_a \cdot M_y, \tag{1}$$

$$K_T^E = Q_a / F \Delta t_{cp}, \tag{2}$$

$$K_{Ж}^E = M_y / F \Delta \xi_{cp}, \tag{3}$$

$$\phi = K_{Ж}^E / \beta_{Ж}, \tag{4}$$

де: $F=1275 \text{ м}^2$ – поверхня теплопередачі; Δt_{cp} – середньологарифмічна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta \xi_{cp}$ – середньологарифмічна рушійна сила абсорбції за концентрацією рідини, кг/кг .

Результати досліджень та їх аналіз

Встановлені за рівняннями (1–4) показники наведені у табл. 2. Виконаний аналіз літератури з метою визначення залежності для частки активної поверхні показав, що для такого типу абсорберів відсутні достатньо надійні відомості для розрахунку коефіцієнта $\beta_{Ж}$, а існуючі залежності для поверхневих абсорберів суттєво відрізняються, хоча вигляд критеріального рівняння для дифузійного критерію Нуссельта $Nu_{Ж}$ майже однаковий.

Тому була обрана формула Крашенинникова-Ситника [3], що задовільно узагальнює низку різних дослідників у залежності від гідродинамічного режиму $Re_{Ж}$ плівкової течії:

$$Nu_{Ж}^m = A \cdot Re_{Ж}^m (Pr)^n, \tag{5}$$

де $A=0,00242$, $m=0,67$, $n=0,5$ для $Re_{Ж}=120 \div 320$; $A=0,0845$, $m=0,05$, $n=0,5$ для $Re_{Ж}=320 \div 1200$.

Розрахунки критерію $Re_{Ж}$ і дифузійного критерію Прандтля $Pr_{Ж}$ здійснювались за формулами:

$$Re_{Ж} = 4 / \Gamma \mu_{Ж}. \tag{6}$$

$$Pr_{Ж} = \mu_{Ж} / \rho_{Ж} D_{Ж}, \tag{7}$$

де $\Gamma = M_{Ж}^{cp} / 2 L n_1$ – щільність зрошення, $\text{кг/м} \cdot \text{с}$; $L=6,15 \text{ м}$ – довжина теплообмінних труб; $n_1=29$

Таблиця 1

Показники роботи абсорбера за даними пасивного реєстраційного експерименту

№ режиму	Тиск абсорбції P, МПа	Температура, $^{\circ}\text{C}$					Витрага, т/год			Концентрація, кг/кг		Питомий тепловий потік, q_a , кДж/кг
		Слабкий розчин t_a	Міцний розчин t_r	Пара аміаку з парохолодника $t_{п}$	Охолоджуюча вода на вході $t_{вх}$	Охолоджуюча вода на виході $t_{вих}$	Слабкий розчин M_a	Міцний розчин M_r	Пара аміаку на вході абсорбера M_y	Слабкий розчин ξ_a	Міцний розчин ξ_r	
1	0,29	49	35	13	26	38,0	72,026	82,846	10,82	0,304	0,396	1994,4
2	0,25	50	35	7	24	35,0	73,369	82,849	9,48	0,288	0,371	2111,7
3	0,25	49	35	11	24	36,0	75,882	86,222	10,34	0,278	0,366	2074,0
4	0,24	55	38	3	21	32,5	88,725	97,385	8,66	0,291	0,354	2363,0
5	0,20	57	38	2	18	29,5	93,108	100,978	7,87	0,281	0,338	2597,8
6	0,20	57	38	2	18	29,5	93,379	101,169	7,79	0,278	0,335	2610,4
7	0,19	52	34	14	24	35,0	85,309	93,309	8,00	0,283	0,344	2446,9

Окремі розрахункові показники режиму роботи абсорбера

№ режиму	Параметри, встановлені за експериментальними даними					Параметри, розраховані за математичною моделлю						
	Коефіцієнт теплопередачі, $K_T^E, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	Коефіцієнт тепловіддачі, $\alpha_P^E, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	Умовний коефіцієнт масопередачі $K_{Ж}^E, \text{кг/м}^2 \cdot \text{год}$	Щільність зрошення $\Gamma, \text{кг/м}^3 \cdot \text{год}$	Частка активної поверхні, ϕ	Витрата пари аміаку $M_A, \text{т/год}$	Умовний коефіцієнт масопередачі $K_{Ж}, \text{кг/м}^2 \cdot \text{год}$	Температура міцного розчину, $t_r, \text{}^\circ\text{C}$	Концентрація міцного розчину, $\xi_r, \text{кг/кг}$	Температура води на виході, $t_{ВВ}^{\text{Вих}}, \text{}^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_T, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	Коефіцієнт тепловіддачі, $\alpha_P, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
1	470	608,6	252	217,1	0,76618	10,85	295	35,1	0,3951	38,3	478	622
2	340	407,0	255	219,7	0,77112	10,12	216	32,1	0,3741	36,5	448	582
3	372	453,0	209	227,2	0,62287	10,22	181	33,6	0,3636	36,3	420	537
4	226	254,0	326	260,8	0,86098	9,29	373	37,6	0,3581	33,2	241	275
5	187	206,0	471	272,1	1,21070	7,81	388	37,4	0,3363	29,7	189	210
6	186	205,0	409	272,7	1,04938	7,76	374	37,9	0,3335	29,6	186	206
7	288	335,0	233	253,6	0,63969	7,82	262	35,2	0,3249	34,6	302	357

— число паралельно зрошувальних труб (перші два ряди шахового пучка); $\mu_{ж}$ — динамічна в'язкість рідини, Па·с; $M_{Ж}^{cp}$ — середня витрата розчину, кг/с; $\rho_{ж}$ — густина розчину, кг/м³.

Коефіцієнт дифузії у рідкій фазі $D_{Ж}$ (м²/с) при середньологарифмічній температурі розчину $t_{ж.л}$ лінійна швидкість рідини $U_{Ж}$ (м/год), наведена швидкість пари ω_0 (м/с) та коефіцієнти масовіддачі $\beta_{ж}$ (кг/м²·год) і $\beta_{х}$ (м/с) визначалися за рівняннями:

$$D_{Ж} = \frac{8,2 \cdot 10^{-12} \cdot (273 + t_{ж.л})}{V_A^{0,33} \cdot \mu_{ж}}, \quad (8)$$

$$\omega_0 = M_y V_{\Gamma} / S_{MT}, \quad (9)$$

$$\beta_{х} = Nu'_{Ж} D_{Ж} / \vartheta_{прив}, \quad (10)$$

$$\beta_{Ж} = 3600 \cdot M_{\Gamma} \cdot \beta_{х} \cdot \rho_{ж} / M_{Х}, \quad (11)$$

$$U_{Ж} = 3600 \cdot M_{Ж}^{cp} / S_{MT} \cdot \rho_{ж}, \quad (12)$$

де V_A, V_B — мольні об'єми аміаку і розчинника, см³/моль; $M_{Х}$ — середня мольна маса розчину, кг; M_{Γ} — мольна маса аміаку, кг; $\vartheta_{прив} = (M_{Ж}^2 / g \cdot \rho_{ж}^2)$ — наведена товщина плівки, м; $S_{MT} = 2,68 \text{ м}^2$ — переріз міжтрубного простору; V_{Γ} — питомий об'єм пари при середній температурі $t_c = 0,5(t_n + t_r)$, м³/кг; g — прискорення вільного падіння, м/с².

Результати розрахунків за рівняннями (5–12), що представлені в табл. 2, а також літературні дані [3] дозволили встановити основні фактори, що впливають на долю активної поверхні та визначити для неї функціональну залежність, яка після проведення кореляційного і регресійного аналізу з використанням пакету Statistika має наступний вигляд:

$$\phi = 3,51606 + 0,00244 \cdot \Gamma - 3,44106 \omega_0 - 4,03174 t_{ж.л}, \quad (13)$$

де Γ — щільність зрошення, кг/м³·год.

Коефіцієнт множинної кореляції для встановленої залежності склав 0,81, а середньоквадратичне відхилення — 0,1275. Аналіз рівняння (13) свідчить про збільшення частки активної поверхні з підвищенням швидкості рідини, зменшені швидкості пари і середньої температури розчину. Це, як підтверджують дослідження Шульмена, Дональда і Бонда, пояснюється у випадку абсорбції добре розчинного компонента тим, що на трубках при зрошенні плівка рідини розривається з підвищенням температури внаслідок виділення тепла в процесі абсорбції і з'являються незмочені місця, а з підвищенням щільності зрошення змочувана поверхня збільшується. При цьому збільшення швидкості пари сприяє ще більшому зменшенню змочуваної поверхні труб. Перевищення активної поверхні над геометричною відбувається внаслідок наявності частини рідини у вільному об'ємі абсорбера у вигляді крапель і бризок, які утворюють додаткову поверхню стикування.

Подальший аналіз літератури [4–6] з метою встановлення залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі α_B і α_P , а отже і коефіцієнту теплопередачі свідчить, що основна складність полягає у визначенні рівняння для α_P у зв'язку з отриманням їх за існуючих досліджень без урахування фазового перетворення або без урахування щільності зрошення Γ . Проте, як відомо за результатами досліджень Глассера [7], товщина плівки складає значний термічний опір. Тому встановлення рівняння для α_P вимагало здійснення додаткових досліджень. При цьому, коефіцієнт термічного опору забруднень і стінок труб R_3 приймався постійним на рівні 0,00035 м²·К/Вт [8], а теоретичний коефіцієнт α_P^T визначався за рівнянням

Нуссельта [9] з урахуванням α_B за формулою Краусольда:

$$\alpha_B = 2093\omega^{0,8}/d_{BH}^{0,2}, \quad (14)$$

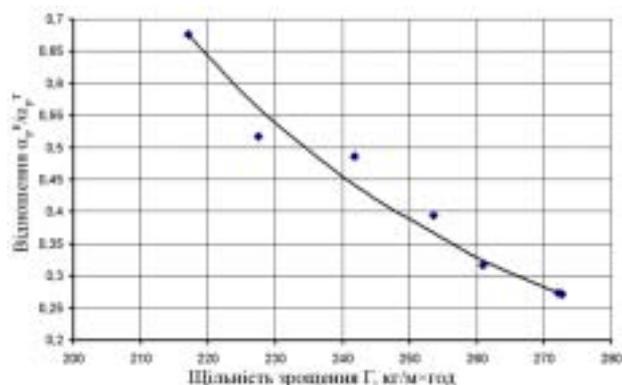
$$\alpha_T = 0,728(\lambda_{ж}^3 \cdot \rho_{ж}^2 \cdot g \cdot r / \mu_{ж} \Delta t_{cp} \cdot d_H)^{0,25}, \quad (15)$$

де $\omega = V_B / 0,765 \cdot n \cdot d_{BH}^2$ — швидкість води у трубному просторі, м/с; V_B — витрата води, м³/с; $n=248$ — кількість труб; $d_{BH}=0,021$ м — внутрішній діаметр труб; $d_H=0,025$ м — зовнішній діаметр труб; $\lambda_{ж}$ — теплопровідність розчину, Вт/м·К; r — теплота пароутворення аміаку, кДж/кг.

Обробка експериментальних даних наведених на рисунку і в табл. 2 підтвердила висунуті в процесі аналізу літератури припущення і дозволила отримати рівняння для α_p у вигляді:

$$\alpha_p = 5,824 \cdot 10^8 \times (\lambda_{ж}^3 \cdot \rho_{ж}^2 \cdot g \cdot r / \mu_{ж} \Delta t_{cp} \cdot d_H)^{0,25} \cdot \Gamma^{-3,8906}, \quad (16)$$

де Γ — щільність зрошення, кг/м·год.



Узагальнення результатів експериментальних досліджень для коефіцієнта теплопередачі α_p

Коефіцієнт множинної кореляції для рівняння (16) дорівнює 0,984, а середньоквадратичне відхилення не перевищує 28 Вт/м²·К.

Отримані рівняння для визначення параметрів зв'язку K_T і $K_{ж}$ доповнювались звичайними рівняннями матеріального, покомпонентного, теплового балансів, залежностями для розрахунку теплофізичних властивостей, рівняннями рівноваги з урахуванням при цьому низки припущень (логарифмічний розподіл температур і концентрацій в процесі тепло- і масообміну, теплота гідралічних та у навколишнє середовище втрат зневажливо мале), отримуємо математичну модель абсорбера, за допомогою якої можливо визначити величину недоенасичення розчину та встановлювати напрямок підвищення ефективності процесу його насичення.

У табл. 2 надані окремі результати розрахунків цільових показників у відповідності з розробленим алгоритмом, який містить два цикли збіжності — за температурою міцного розчину (внутрішній цикл) та за витратою пари аміаку, що

поглинається (узагальнюючий зовнішній цикл). При цьому середньоквадратичне відхилення за витратою пари аміаку не перевищує 0,3 т/год.

Висновки

Здійснені дослідження для елементних кожухотрубних плівкових абсорберів із зрошувальним коритом дозволили у відповідності з розробленою методикою встановити для основних параметрів ідентифікації (коефіцієнт теплопередачі, частки активної поверхні масообміну) якісні та кількісні залежності, величина яких суттєво залежить від щільності зрошення, лінійних швидкостей розчину і пари аміаку, а також температури розчину відповідно. Вперше встановлено протилежний вплив щільності зрошення на коефіцієнти тепло- і масопередачі. Отримана математична модель достатньо точно віддзеркалює сумісно протікаючі процеси тепло- і масоперенесення і дозволяє проводити діагностику впливу параметрів зовнішніх факторів збурень на ефективність процесу неізотермічної абсорбції та в процесі проектування визначати величину недоенасиченості міцного розчину на виході, як найважливішого параметра, що визначає разом з концентрацією слабкого розчину кратність циркуляції, а отже і холодопродуктивність АХУ в цілому.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабіченко А.К., Тошинський В.І., Бабіченко Ю.А. Исследование энергетической эффективности абсорбционно-холодильных установок крупнотоннажных агрегатов синтеза аммиака // Вісник НТУ «ХП». Зб. наук. праць. Темат. вип.: Хімія і хімічна технологія. — Харків: НТУ «ХП», — 2007. — № 32. — С.66-73.
2. Бабіченко А.К., Ефімов В.Т. Влияние температуры вторичной конденсации на экономические показатели работы агрегатов синтеза аммиака большой мощности // Вопр. химии и хим. технологии. — 1986. — Вып.80. — С.113-117.
3. Рамм В.М. Абсорбция газов. — М.: Химия, 1976. — 656 с.
4. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. — М.: Пищевая промышленность, 1966. — 365 с.
5. Тананайко Ю.М., Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. — К.: Техніка, 1975. — 311 с.
6. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Бамбушек Е.М., Бухарин Е.Д., Герасимов В.А. и др. // Ред. И.А. Сакуна. — Л.: Машиностроение, 1987. — 423 с.
7. Glasser H. Experimentelle Untersuchungen auf dem Gebiet der Wьzme — und Stoffbertzagung // Chemie. — Ing. — Techn. — 1961. — № 3. — P.68-77.
8. Бажанов П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. — М.: Машино-

Застосування математичного моделювання для діагностики показників ефективності процесів

строение, 1989. – 366 с.

9. Холодильные машины: учебн. для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур» /

Бараненко А.В., Бухарин Н.Х., Пекарев В.И. др. // Ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 922 с.

Надійшла до редакції 27.10.2009