

# МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИПАРНИКІВ АГРЕГАТУ СИНТЕЗУ АМІАКУ З УРАХУВАННЯМ КОНДЕНСАЦІЙНОГО ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ

Тошинський В.І., Бабіченко А.К., Бабак Т.В.

*Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут», Харків*

Блок вторинної конденсації включає конденсаційну колону та два випарники включених у схему роботи двох абсорбційно-холодильних установок (АХУ) і турбокомпресорного холодильного агрегату (АТК) також витрати електроенергії для забезпечення його роботи складають біля 40 % від загального енергоспоживання усього агрегату в цілому. Таку велику енергоємність зумовлює АТК, тому виключення його є важливою задачею яку можна вирішити за допомогою синтезу енерготехнологічної системи, яке дозволяє здійснювати прогнозування показників у різних комбінаціях апаратурно-технологічного оформлення з використанням математичного моделювання.

Основним етапом моделювання є ідентифікація тепло та масообмінних процесів у апаратах блоку вторинної конденсації, а саме у випарниках. Зокрема, визначення коефіцієнту теплопередачі з боку циркуляційного газу що, у свою чергу ускладнено наявністю конденсаційного термічного опору, недооцінка якого є причиною розбіжності цільових показників роботи випарника в промислових умовах з проектними даними. Визначення величини конденсаційного термічного опору та алгоритму ідентифікації, що встановлює наявність його стали метою досліджень.

$$a_{MT} = 2,2 q^{0,7} p^{0,21} \quad (1)$$

$$1/R_D = AW_{TP}^{-0,8} d_{BH}^{-0,2} \quad (2)$$

$$R_K = (t_{II} - t_{CT}^U) / q \quad (3)$$

де  $(R_{CT} + R_3) = 0,00025664 \text{ м}^2\text{К/Вт}$  – сумарний термічний опір стінок труб та забруднень;  $a_{MT}$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку киплячого аміаку,  $(\text{Вт/м}^2\text{К})$ ;  $q$  - питомий тепловий потік,  $\text{Вт/м}^2$ ;  $p$  – тиск кипіння, бар;  $R_D$  – дифузійний термічний опір  $(\text{м}^2\text{К/Вт})$ ;  $A$  – коефіцієнт, що залежить від температури;  $W_{TP}$  – вагова швидкість циркуляційного газу у внутрішньому трубному просторі на одиницю поверхні,  $\text{кг/м}^2\text{с}$ ;  $d_{BH} = 0,015 \text{ м}$  – внутрішній діаметр труб;  $t_{II}$  – температура поверхні конденсату,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{CT}^U$  – температура стінки зі сторони циркуляційного газу,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_K$  - термічний опір конденсату,  $(\text{Вт/м}^2\text{К})$ .

Отримані результати досліджень показали, що доля конденсаційного термічного опору суттєва та складає у середньому 5 % від загального термічного опору.