

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2020-263-7-71-77>

УДК519.711

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВУЗЛА ОХОЛОДЖЕННЯ ТА КОНДЕНСАЦІЇ МЕТАНОЛУ

Лорія М.Г., Целіщев О.Б., Купіна О.А., Гезеві Абдалхалех Гома Ахмед

MATHEMATICAL MODEL OF THE NODE COOLING AND METHANOL CONDENSATION

Loriya M.G., Tselishev O.B., Kupina O.A., Ghezewi Abdulkhalegn Goma Ahmed

У статті розроблено математичні моделі апаратів повітряного охолодження, що працюють в різних режимах: без включених вентиляторів, з включеними вентиляторами, з включеною системою зрошення. При розробці математичних моделей, враховуючи, що математична модель апарата повітряного охолодження має другий порядок, використано детермінований підхід до моделювання. Обраний тип математичних моделей – детерміновані моделі, що будуються на основі матеріальних та теплових балансів, що дозволяє вирішити задачу розробки динамічної математичної моделі процесу повітряного охолодження газометанольної суміші. При цьому умови охолодження змінюються у широкому діапазоні (повітряне охолодження без обдуву, з обдувом, з водяним зрошенням), а також змінюється агрегатний стан компонентів газометанольної суміші (конденсація парів метанолу).

Для розробки динамічної математичної моделі апарата повітряного охолодження складені рівняння його теплового балансу першої та другої стадії. Отримані рівняння статичних та динамічних математичних моделей. Аналіз результатів дослідження математичної моделі апарата повітряного охолодження дозволяє зробити висновок, що включення вентилятору спричиняє зміну коефіцієнта математичної моделі в 4 раз, а включення системи зрошення – в 6 разів. Визначено залежність коефіцієнта передачі апарата повітряного охолодження від різниці температур між входом теплообмінника та його виходом. Визначено модель з мінімальними коефіцієнтами передачі апарата повітряного охолодження. Запропонований найбільш оптимальний розв'язок оптимізаційної задачі шляхом проведення прямого перерахунку значень температур при усіх можливих комбінаціях включення вентиляторів при поточних умовах. Визначена загальна чисельність комбінацій для чотирьох послідовно включених апаратів повітряного охолодження, яка дозволяє вирішити поставлену оптимізаційну задачу. Запропонована дискретна система управління з моделлю дозволяє стабілізувати температуру на виході вузла охолодження і конденсації метанолу.

Дана система управління з моделлю дозволяє вирішити задачу щодо вдосконалення роботи циклу синтезу метанолу, оптимізації роботи вузла охолодження і конденсації метанолу.

Ключові слова: синтез метанолу, стабілізація температури, математична модель апарата повітряного охолодження, детермінований підхід до моделювання, газометанольна суміш.

Вступ. Технічний аудит виробництва метанолу дозволив визначити його виробничий резерв.

Одним з напрямів вдосконалення роботи циклу синтезу метанолу є оптимізація роботи вузла охолодження і конденсації метанолу. Стабілізація температури газометанольної суміші на виході вузла охолодження і конденсації метанолу дозволить запобігти неконтрольованій зміні перепаду тиску на компресорі синтез-газу, а, відповідно, й неконтрольованій зміні навантаження на колону. Це дозволить уникнути розбалансу всього циклу синтезу метанолу.

Постановка проблеми.

Для стабілізації температури на виході вузла охолодження і конденсації метанолу в роботі запропонована дискретна система управління з моделлю. Для реалізації такої системи насамперед слід розробити математичні моделі апаратів повітряного охолодження, що працюють в різних режимах: без включених вентиляторів, з включеними вентиляторами, з включеною системою зрошення.

Для розв'язання цієї задачі, враховуючи, що ММ АПО має другий порядок, найбільш доцільно використати детермінований підхід до моделювання.

Мета статті. Мета оптимізаційної задачі полягає в тому, щоб визначити значення витрат повітря, що подається від вентиляторів на

оохолодження газометанольної суміші, на кожний з апаратів повітряного охолодження (АПО), при якому на виході АПО встановиться задана температура.

Аналіз досліджень і публікацій. Результати досліджень. При розробці математичної моделі (ММ) приймається припущення, що всі впливи на АПО для охолодження газометанольної суміші мають адитивний характер. Враховуючи, що всі АПО вузла охолодження і конденсації однакові, їх ММ будуть відрізнятися тільки коефіцієнтами моделі та постійними часу [1-3, 7,8].

Однією з задач роботи є розробка динамічної ММ процесу повітряного охолодження газометанольної суміші. При цьому умови охолодження змінюються у широкому діапазоні (повітряне охолодження без обдуву, з обдувом, з водяним зрошенням), а також змінюється агрегатний стан компонентів газометанольної суміші (конденсація парів метанолу). Це обумовило вибір типу ММ – детерміновані моделі, що будуються на основі матеріальних та теплових балансів.

Спрощена функціональна схема технічного рішення наведена на рис.

Для розробки динамічної ММ АПО складемо рівняння його теплового балансу[4-6]. Теплота в АПО передається в 2 стадії:

- 1) від газометанольної суміші трубкам теплообмінника;
- 2) від трубок теплообмінника в навколишнє середовище.

Рівняння теплового балансу першої стадії має вигляд:

$$dq_p = dq_p' + dq_{cm} + dq_{Mp}. \quad (1)$$

Рівняння теплового балансу другої стадії має вигляд:

$$dq_{omd} + dq_{Mm} = dq_{cm}. \quad (2)$$

де dq_p – теплота, що приходить з газометанольною сумішшю.

У результаті отримаємо рівняння статичних ММ, які мають вигляд:

$$Fp \cdot Cp \cdot Tp + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot Tcm = 1) = Fp \cdot Cp \cdot Tp' + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot Tp. \quad (3)$$

$$2) \frac{K \cdot \alpha_n \cdot S_n \cdot Tcc + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot Tcm}{= \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot Tp + \alpha_n \cdot S_n \cdot Tokp.cp}. \quad (4)$$

А також рівняння динамічних ММ, які мають вигляд:

$$Fp \cdot Cp \cdot \Delta Tp + Cp \cdot Tp \cdot \Delta Fp + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot \Delta Tcm = 1) = Fp \cdot Cp \cdot \Delta Tp' + Cp \cdot Tp' \cdot \Delta Fp + m_p \cdot C_p \cdot \frac{dTcm}{dt} + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot \Delta E_s \quad (5)$$

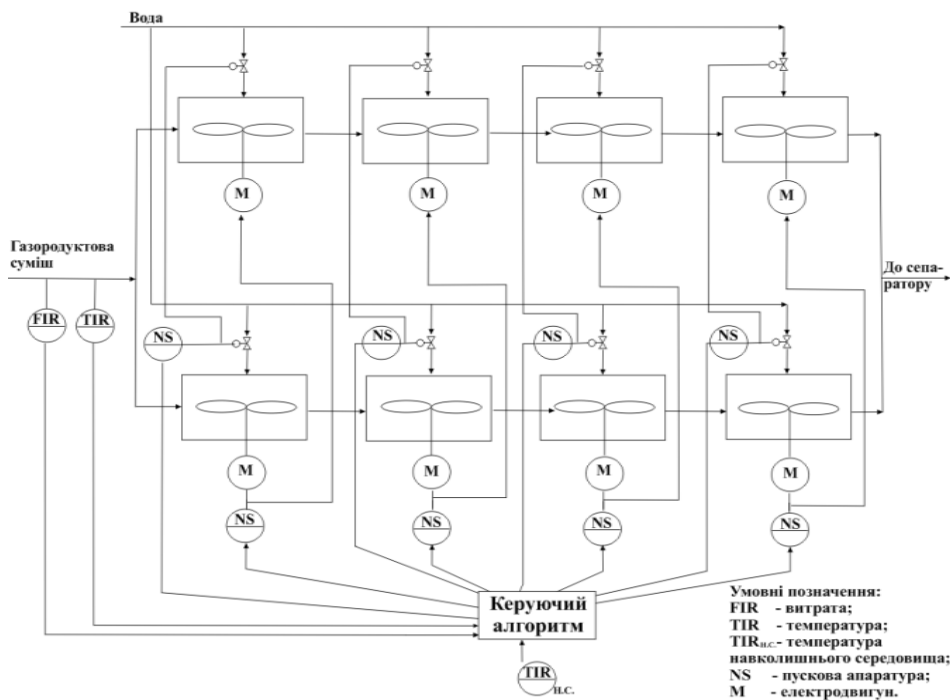


Рис. Схема автоматизації вузла охолодження і конденсації із застосуванням дискретної системи регулювання на базі керуючого алгоритму

$$2) K \cdot \alpha_n \cdot S_n \cdot \Delta T_{cc} + \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot \Delta T_{cm} + m_m \cdot C_m \cdot \frac{dT_{cm}}{dt} = \alpha_{вн} \cdot S_{вн} \cdot \Delta T_p + \alpha_n \cdot S_n \cdot \Delta T_{окр.ср.} \quad (6)$$

Якщо записати рівняння (5), (6) у відносній формі та ввести для цього позначення:

$$y1 = \frac{\Delta T_p'}{T_p'}; z1 = \frac{\Delta T_p}{T_p}; z2 = \frac{\Delta T_{cc}}{T_{cc}};$$

$$z3 = \frac{\Delta F_p}{F_p}; z4 = \frac{\Delta T_{окр.ср.}}{T_{окр.ср.}}$$

То отримаємо ММ АПО:

$$\tau'' \cdot \frac{d^2 y1}{dt^2} + \tau' \cdot \frac{dy1}{dt} + y1 = K_1 \cdot (\tau_2 \frac{dz1}{dt} + K_6 \cdot z1) + K_3 \cdot (\tau_2 \frac{dz3}{dt} + z3) + K_7 \cdot z4 \quad (7)$$

В якості прикладу одержимо коефіцієнтів ММ першого теплообмінника за ходом газометанольної суміші.

1) F_p – витрата газометанольної суміші:

$$F_p = 315000 \frac{HM^3}{час} = 87.5 \frac{HM^3}{c} = 2.591 \frac{M^3}{c} = 52.15 \frac{кг}{c}$$

2) C_p – теплоємність газометанольної суміші:

$$C_p = 504 \frac{Дж}{кг \cdot K}$$

3) C_m – теплоємність матеріалу трубок:

$$C_m = 2590 \frac{Дж}{кг \cdot K}$$

4) T_p – температура газометанольної суміші на виході в теплообмінник:

$$T_p = 150^\circ C = 423K$$

5) T_p' – температура парогазової суміші на виході теплообмінника:

$$T_p' = 110^\circ C = 383K$$

6) $T_{окр.ср.}$ – температура навколишнього середовища:

$$T_{окр.ср.} = 20^\circ C = 293K$$

7) m_p – маса газометанольної суміші, яка накопичується в трубках теплообмінника:

$$m_p = L_{mp} \cdot S_{mp} \cdot n \cdot \rho_{cm}$$

де $L_{тр} = 6$ м – довжина трубок теплообмінника;

$$S_{mp} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.021^2}{4} = 0.000346 \text{ м}^2 \quad \text{– площа}$$

поперечного перетину трубки;

$d_{вн} = 0.021$ м – внутрішній діаметр трубки;

$n = 984$ – кількість трубок в теплообміннику;

$$\rho_{cm} = \frac{P \cdot M_{cm}}{R \cdot T_p} = \frac{5.3 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 13.357 \frac{кг}{моль}}{8314 \cdot 423 \text{ К}} = 20.13 \frac{кг}{м^3}$$

$P = 5.3 \cdot 10^6$ Па – тиск в теплообміннику;

$M_{cm} = 13.357 \frac{кг}{моль}$ – молярна маса суміші;

$$m_p = 6 \cdot 0.000346 \cdot 984 \cdot 20.13 = 10.285 \text{ кг};$$

8) m_m – маса трубок теплообмінника:

$$m_m = L_{mp} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_n^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \right) \cdot n \cdot \rho_{cm}, \quad (8)$$

де $d_n = 0.025$ м – зовнішній діаметр трубки;

$$\rho_{cm} = 7800 \frac{кг}{м^3} \quad \text{– густина сталі};$$

$$m_m = 6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0.021^2}{4} \right) \cdot 984 \cdot 7800 = 6655 \text{ кг}$$

9) $S_{вн}$ – площа внутрішньої поверхні теплообмінника

$$S_{вн} = 390 \text{ м}^2$$

10) S_n – площа зовнішньої поверхні теплообмінника

$$S_n = 7500 \text{ м}^2$$

11) $\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від газометанольної суміші до стінок трубок теплообмінника

Газометанольна суміш має наступні теплофізичні властивості: густина $\rho_{cm} = 20.13 \frac{кг}{м^3}$,

в'язкість $\mu_{cm} = 1.762 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$, теплопровідність

$$\lambda_{cm} = 0.0867 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}, \text{ теплоємність } C_p = 2590 \frac{Дж}{кг \cdot K}$$

$$\alpha_{вн} = \frac{0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \lambda_{cm}}{d_{вн}} \quad (9)$$

$S = S_{mp} \cdot n = 0.000346 \cdot 984 = 0.34 \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину всіх трубок теплообмінника.

$$w = \frac{F_p}{S} = \frac{2.591 \frac{м^3}{c}}{0.34 \text{ м}^2} = 7.621 \frac{м}{c} \quad \text{– швидкість}$$

руху газометанольної суміші в трубках теплообмінника.

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{\text{см}}}{\mu_{\text{см}}} = \frac{7.621 \cdot 0.021 \cdot 20.13}{1.762 \cdot 10^{-5}} = 182800 -$$

критерій Рейнольдса;

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} = \frac{2590 \cdot 1.762 \cdot 10^{-5}}{0.0867} = 0.526 -$$

критерій Прандтля;

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{0.021 \cdot 182800^{0.8} \cdot 0.526^{0.43} \cdot 0.0867}{0.021}$$

$$= 1066 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

12) $\alpha_{\text{н1}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок теплообмінника в навколишнє середовище при вимкненому вентиляторі

Повітря має наступні теплофізичні властивості при 20 °С : густина $\rho_{\text{в}} = 1.2 \frac{кг}{м^3}$, в'язкість

$\mu_{\text{в}} = 1.831 \cdot 10^{-5} Па \cdot с$, теплопровідність

$\lambda_{\text{в}} = 0.026 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, коефіцієнт об'ємного

розширення $\beta = 0.003671 К^{-1}$.

$$\alpha_{\text{н1}} = \frac{0.47 \cdot Gr^{0.25} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}} \quad (10)$$

Визначимо з рівняння статки температуру стінки:

$$\begin{aligned} T_{\text{сст}} &= \frac{Fp \cdot Cp \cdot T_p' + \alpha_{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}} \cdot T_p}{\alpha_{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}}} - \\ &= \frac{Fp \cdot Cp \cdot T_p}{\alpha_{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}}} = \\ &= \frac{2590 \cdot 52.15 \cdot 333 + 1066 \cdot 390 \cdot 423}{1066 \cdot 390} - \\ &= \frac{2590 \cdot 52.15 \cdot 423}{1066 \cdot 390} = 393 К = 120 °С \end{aligned} \quad (11)$$

Розрахуємо значення критерія Грасгофа

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{g \cdot d_{\text{н}}^3 \cdot \rho_{\text{д}}^2 \cdot (T_{\text{ст}} - T_{\text{окр.ср}}) \cdot \beta}{\mu_{\text{в}}^2} = \\ &= \frac{9.81 \cdot 0.025^3 \cdot 1.2^2 \cdot (120 - 20) \cdot 0.003671}{(1.831 \cdot 10^{-5})^2} = \end{aligned} \quad (12)$$

$$= 241700$$

$$\alpha_{\text{н1}} = \frac{0.47 \cdot 241700^{0.25} \cdot 0.026}{0.025} = 10.838 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

13) $\alpha_{\text{н2}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок теплообмінника в навколишнє середовище при включеному вентиляторі.

Повітря має наступні теплофізичні властивості при 40 °С: щільність $\rho_{\text{в}} = 1.125 \frac{кг}{м^3}$, в'язкість

$\mu_{\text{в}} = 1.93 \cdot 10^{-5} Па \cdot с$, теплопровідність

$\lambda_{\text{в}} = 0.028 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, теплоємність $C_{\text{в}} = 1000 \frac{Дж}{кг \cdot К}$.

$$\alpha_{\text{н2}} = \frac{0.23 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.33} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}} \quad (13)$$

$f_{\text{мт}} = 17.56 м^2$ – найменша площа перетину міжтрубного простору.

$V_{\text{в}} = 720000 м^3/г = 200 м^3/с$ – продуктивність вентилятора.

$$w = \frac{V_{\text{в}}}{f_{\text{мт}}} = \frac{200 \frac{м^3}{с}}{17.56 м^2} = 11.39 \frac{м}{с} - \text{швидкість}$$

повітря в міжтрубному просторі.

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} = \frac{11.39 \cdot 0.025 \cdot 1.125}{1.93 \cdot 10^{-5}} = 16600 -$$

критерій Рейнольдса.

$$Pr = \frac{C_{\text{в}} \cdot \mu_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}}} = \frac{1000 \cdot 1.93 \cdot 10^{-5}}{0.028} = 0.689 - \text{критерій}$$

Прандтля.

$$\alpha_{\text{н2}} = \frac{0.23 \cdot 16600^{0.65} \cdot 0.689^{0.33} \cdot 0.028}{0.025} =$$

$$= 126.08 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

14) $\alpha_{\text{н3}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок теплообмінника в навколишнє середовище при включеній системі зрошення.

Вода має наступні теплофізичні властивості при 20 °С: щільність $\rho_{\text{в}} = 1000 \frac{кг}{м^3}$, в'язкість

$\mu_{\text{в}} = 0.001 Па \cdot с$, теплопровідність $\lambda_{\text{в}} = 0.6 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$,

теплоємність $C_{\text{в}} = 4190 \frac{Дж}{кг \cdot К}$.

$$\alpha_{\text{н3}} = \frac{0.002 \cdot Re_{\text{нл}}^{0.57} \cdot Pr^{0.4} \cdot \lambda_{\text{в}}}{\delta_{\text{прив}}} \quad (14)$$

$$\dot{G} = 3 \frac{м^3}{г} = 3000 \frac{кг}{г} = 0.83 \frac{кг}{с} - \text{витрата води.}$$

$$\Gamma = \frac{\dot{G}}{2 \cdot L_{\text{мп}}} = \frac{0.83 \frac{кг}{с}}{2 \cdot 6 м} = 0.07 \frac{кг \cdot м}{с} - \text{лінійна}$$

щільність зрошення.

$$Re_{\text{нл}} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_{\text{в}}} = \frac{4 \cdot 0.07}{0.001} = 280 - \text{критерій}$$

Рейнольдса.

$$Pr = \frac{C_v \cdot \mu_e}{\lambda_e} = \frac{4190 \cdot 0.001}{0.6} = 6.983 \quad - \text{ критерій}$$

Прандтля.

$$\delta_{прив} = \left(\frac{\mu_e^2}{\rho_e^2 \cdot g} \right)^{0.33} = \left(\frac{0.001^2}{1000^2 \cdot 9.81} \right)^{0.33} = 5.16 \cdot 10^{-5} \text{ м} \quad - \text{ приведена}$$

товщина плівки.

$$\alpha_n 3 = \frac{0.002 \cdot 280^{0.57} \cdot 6.983^{0.4} \cdot 0.6}{5.16 \cdot 10^{-5}} = 1256 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Підставимо набутих значень в рівняння (7) і отримаємо ММ роботи АПО:

1) при вимкненому вентиляторі:

$$3.76 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 19.27 \cdot \frac{dy_1}{dt} + y_1 = 0.63 \cdot (-79.79 \cdot \frac{dz_1}{dt} + z_1) + 0.27 \cdot (19.09 \cdot \frac{dz_3}{dt} + z_3) + 0.45 \cdot z_4 \quad (15)$$

2) при включеному вентиляторі:

$$1.37 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 7.16 \cdot \frac{dy_1}{dt} + y_1 = -1.45 \cdot (12.71 \cdot \frac{dz_1}{dt} + z_1) + 0.27 \cdot (6.97 \cdot \frac{dz_3}{dt} + z_3) + 1.88 \cdot z_4 \quad (16)$$

3) при включеній системі зрошення:

$$0.19 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 1.16 \cdot \frac{dy_1}{dt} + y_1 = -2.47 \cdot (1.03 \cdot \frac{dz_1}{dt} + z_1) + 0.27 \cdot (0.96 \cdot \frac{dz_3}{dt} + z_3) + 2.59 \cdot z_4 \quad (17)$$

Аналізуючи результати дослідження ММ АПО та ПП можна заключити, що включення вентилятору спричиняє зміну коефіцієнта ММ в 4 раз, а включення системи зрошення – в 6 разів. Крім того, коефіцієнт передачі АПО залежить від різниці температур між входом теплообмінника та його виходом. Тобто можна стверджувати, що для другого за ходом газу теплообмінника, на якому перепад температури буде меншим ніж на першому, ці коефіцієнти будуть меншими, ніж для першого, але більшими, ніж для третього АПО, для якого цей перепад температур буде ще меншим. Самими малими коефіцієнтами будуть коефіцієнти моделі четвертого за ходом газу АПО.

Температуру газометанольної суміші та повітря на виході кожного з теплообмінників можна визначити використавши статичні рівняння, з яких складемо систему.

$$\begin{cases} F_n c_n T_1 = F_n c_n T_2 + \frac{KS(T_1 - T_4 - T_2 + T_3)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3}\right)} \\ F_v c_v T_3 + \frac{KS(T_1 - T_4 - T_2 + T_3)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3}\right)} = F_v c_v T_4 \end{cases} \quad (18)$$

Для розв'язання системи рівнянь (18) необхідно визначити значення коефіцієнта теплопередачі K .

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{прод}} + \sum r_{cm} \frac{1}{\alpha_{возд}}} \quad (19)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі;

$\alpha_{прод}$ – коефіцієнт тепловіддачі для продукту;

$\sum r_{cm}$ – сума термічних опорів усіх шарів, з яких складається стінка, включаючи шари забруднення;

$\alpha_{возд}$ – коефіцієнт тепловіддачі для повітря.

Визначити температур газометанольної суміші та повітря на виході кожного з теплообмінників розв'яжемо систему рівнянь (18).

$$T_2 = e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_v c_v T_3 - F_n c_n T_1 + F_v c_v T_1 - F_v c_v T_3 \quad (20)$$

$$T_4 = \frac{e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_n c_n T_1}{KS(F_n c_n - F_v c_v)} + \frac{e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_v c_v - F_n c_n}{KS(F_n c_n - F_v c_v)} + \frac{e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_v c_v T_3 - e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_n c_n T_3 - F_n c_n T_1}{e^{\frac{KS(F_n c_n - F_v c_v)}{F_n F_v c_n c_v}} \cdot F_v c_v - F_n c_n} \quad (21)$$

Аналізуючи рівняння (20) та (21), приходимо до висновку, що температура газометанольної суміші на виході АПО залежить майже від усіх технологічних параметрів колони синтезу. Крім

того, залежить від параметрів повітря, яким проводиться охолодження. Ці залежності мають складний характер. Мета оптимізаційної задачі полягає в тому, щоб визначити значення витрат повітря, що подається від вентиляторів на охолодження газометанольної суміші, на кожний з АПО, при якому на виході АПО встановиться задана температура. Враховуючи складність залежностей температури газометанольної суміші на виході АПО від витрати повітря, зворотне рівняння залежності витрати повітря від температури газометанольної суміші на виході АПО буде дуже громіздким, а розв'язання його для заданого значення температури – складним.

Тому для розв'язання оптимізаційної задачі, в роботі запропоновано не отримувати розв'язання у вигляді загального рівняння, а проводити прямий перерахунок значень температур при усіх можливих комбінаціях включення вентиляторів при поточних умовах. Вентилятори на кожному АПО можуть бути включені на третину, дві треті потужності або на повну потужність.

Висновок. Таким чином, для чотирьох послідовно включених АПО загальна чисельність комбінацій дорівнює 256. Враховуючи обчислювальну потужність сучасних ЕОМ, прямий перерахунок рівняння (20) та (21) з 256 значеннями витрат повітря, що подається вентиляторами, для охолодження газометанольної суміші, з подальшим перебором з усіх можливих комбінацій включення вентиляторів, що забезпечують задану температуру, є найбільш простим шляхом розв'язання цієї оптимізаційної задачі.

Література

- «Системи керування з моделлю технологічними об'єктами» монографія /Лорія М.Г., Поркуян О. В., Целищев О.Б., Купіна О.А./ ; під ред. М.Г. Лорія. – Севе-родонецьк: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2019. - 173 с.
- Ідентифікація параметрів моделі з використанням то-чок глобальних екстремумів динамічних характе-ристик / М. В. Ананьев, О. Б. Целищев, М. Г. Лорія [та ін.] // Вопросы химии и химической технологии. – Днепропетровск, 2012. – № 5. – С. 188–191.
- Разработка комбинированной модели для задач оп-тимизации / Д. Абдалхамид, М. Г. Лорія, П. Й. Елисеев, А. Б. Целищев // Наука и техника (международный научно-технический журнал). – Мн.: БНТУ, 2014. – № 3. – С. 209–213.
- Лорія М. Г. Розробка математичної моделі газового реактора для оптимізації технологічного процесу / М. Г. Лорія // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2018. – № 1(242), Ч. 1. – С. 179–183.
- Lorіia M. Experimental investigation of the method of de-termination of optimal controller settings / M. Lorіia // EURIKA: Physics and Engineering. – 2019. – № 2. – P. 16–22.
- Olah G. Beyond Oil and Gas: The Methanol Economy/GOlah, A. Goepfert, G. Surya. – Prakash. – 2009. – P. 213–219
- Система керування температурним режимом блочної незольюючої установки АЕС / Р.Б. Медведев, С.Л. Мердух // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Компьютерное моделирование в химии, технологиях и системах развития. – 2013. - № 2/4 (64). – С. 42-45.
- Процессы и аппараты химической технологии. Учеб-ник для вузов./ Н.Н. Смирнов, М.И. Курочкина, А.И. Волжинский, В.А. Плессовских. – СПб.: Химия, 1996. – 400с.

References

- "Control systems with a model of technological objects" monograph / Loria MG, Porkuyan OV, Tselishchev OB, Kupina OA /; ed. M.G. Loria. - Severodonetsk: published by SNU. V. Dalya, 2019. - 173 p.
- Identification of model parameters using points of global extremums of dynamic characteristics / MV Ananiev, OB Tselishchev, MG Loria [etc.] // Questions of chemistry and chemical technology. - Dnepropetrovsk, 2012. - № 5. - P. 188–191.
- Development of a combined model for optimization problems / D. Abdalhamid, M. G. Loria, P. Y. Eliseev, AB Tselishchev // Science and technology (international scientific and technical journal). - Minsk: BNTU, 2014. - No. 3. - P. 209–213.
- Loria MG Development of a mathematical model of a gas reactor for optimization of the technological process / MG Loria // Visnyk of SNU. V. Dahl. - 2018. - № 1 (242), Ch. 1. - P. 179–183.
- Lorіia M. Experimental investigation of the method of de-termination of optimal controller settings / M. Lorіia // EURIKA: Physics and Engineering. – 2019. – № 2. – P. 16–22.
- Olah G. Beyond Oil and Gas: The Methanol Economy/GOlah, A. Goepfert, G. Surya. – Prakash. – 2009. – P. 213–219
- Temperature control system of the block desalination plant of the NPP / R.B. Medvedev, SL Merdukh // Eastern European Journal of Advanced Technologies. Computer modeling in chemistry, technology and development systems. - 2013. - № 2/4 (64). - P. 42-45.
- Processes and devices of chemical technology. Textbook for universities. / N.N. Smirnov, M.I. Kurochkina, A.I. Volzhinsky, V.A. Plessovskikh. - SPb. : Chemistry, 1996. — 400p.

Лорія М.Г.,Целищев О.Б., Купіна А.А, Гезеві Абдалхалех Гома Ахмед. Математическая модель охладения узла и конденсации метанола.

В статье разработаны математические модели аппаратов воздушного охлаждения, работающих в различных режимах без включенных вентиляторов, с включенными вентиляторами, с включенной системой орошения. При разработке математических моделей, учитывая, что математическая модель аппарата воздушного охлаждения имеет второй порядок, использовано детерминированный подход к моделированию. Выбранный тип математических моделей - детерминированные модели, которые строятся на основе материальных и тепловых балансов, позволяет решить задачу разработки динамической математической модели процесса воздушного охлаждения газометанольной смеси. При этом условия охлаждения изменяются в широком диапазоне (воздушное охлаждение без обдува, с обдувом, с водяным орошением), а также изменяется агрегатное состояние компонентов газометанольной смеси (конденсация паров метанола).

Для разработки динамической математической модели аппарата воздушного охлаждения составлены уравнения его теплового баланса первой и второй стадии. Полученные уравнения статических и динамических математических моделей. Анализ результатов исследования математической модели аппарата воздушного охлаждения позволяет сделать вывод, что включение вентилятора вызывает изменение коэффициента математической модели в 4 раза, а включение системы орошения - в 6 раз. Определена зависимость коэффициента передачи аппарата воздушного охлаждения от разницы температур между входом теплообменника и его выходом. Определены модели с минимальными коэффициентами передачи аппарата воздушного охлаждения. Предложено наиболее оптимальное решение оптимизационной задачи путем проведения прямого пересчета значений температур при всех возможных комбинациях включения вентиляторов при текущих условиях. Определена общая численность комбинаций для четырех последовательно включенных аппаратов воздушного охлаждения, которая позволяет решить поставленную оптимизационную задачу. Предложенная дискретная система управления с моделью позволяет стабилизировать температуру на выходе узла охлаждения и конденсации метанола. Данная система управления с моделью позволяет решить задачу по совершенствованию работы цикла синтез метанола, оптимизации работы узла охлаждения и конденсации метанола.

Ключевые слова: синтез метанола, стабилизация температуры, математическая модель аппарата воздушного охлаждения, детерминированный подход к моделированию, газометанольная смесь.

Loriya M.G., Tselishev O.B., Kupina O.A., Ghezewi Abdulkhalegn Goma Ahmed Mathematical model of the node cooling and methanol condensation.

In the article the mathematical models of vehicles of the air cooling, that work in the different modes, are worked out : without the included ventilators, with the included ventilators, with the included irrigation system. At development of mathematical models, taking into account, that the mathematical vehicle model of the air cooling has the second order, the deterministic approach to modeling. Selected type of mathematical models - the determined models that is built on the basis of material and thermal balances that allows to decide development task of dynamic mathematical model of process of the gas-methanol mixture air cooling. Thus cooling terms change in a wide range (air cooling without blowing, with

blowing, with aquatic irrigation), and also the aggregate state of components of gas-methanol mixture (condensation steams of methanol) changes.

For development of dynamic mathematical vehicle model of the air cooling worked out equations its thermal balance of the first and second stage. There were got equalizations of static and dynamic mathematical models. The analysis of research results of mathematical model of the air cooling vehicle allows to draw conclusion, that including to the ventilator causes the coefficient change of mathematical model in 4 times, and including of the system of irrigation - in 6 times. Certainly dependence transmittivity of vehicle of the air cooling from the difference of temperatures between the entrance of heat-exchanger and his exit. A model is certain with the minimum transmittivities of the air cooling vehicle. The most optimal optimization task solution is offered by realization of direct count of values of temperatures at all possible combinations of including of ventilators at current conditions. Certain general quantity of combinations for four consistently included vehicles of the air cooling, that allows to decide the set optimization problem. Offer discrete control system with a model allows to stabilize a temperature on the exit of cooling knot and methanol condensation.

This control system with a model allows to decide a task in relation to perfection of work of methanol synthesis cycle, work optimization of cooling knot and methanol condensation.

Keywords: methanol synthesis, temperature stabilization, mathematical model of an air cooler, deterministic approach to modeling, gas-methanol mixture.

Лорія М.Г. – д.т.н., доцент, професор кафедри «Комп'ютерно-інтегрованих систем управління» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, e-mail: m.loria@snu.edu.ua.

Целіщев О. Б. – д.т.н., доцент, проректор з наукової роботи Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, e-mail: atp00@ukr.net.

Купіна О.А. – аспірант кафедри «Електронні апарати» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, e-mail: kupina@snu.edu.ua.

Гезеві Абдалхалех Гома Ахмед – аспірант кафедри «Комп'ютерно-інтегрованих систем управління» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, e-mail: atp01@ukr.net.

Стаття подана 05.10.2020.