УДК 536.24

Ю. А. Мирончук

ВІДШУКОВУВАННЯ ДИСКРЕТНОЇ МНОЖИНИ МОЖЛИВИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ПЛАСТИНЧАТИХ КОНДЕНСАТОРІВ

Описано графо-аналітичний спосіб оптимізації пластинчатих теплообмінників-конденсаторів. Запропоновано алгоритм відшуковування повної множини можливих конструктивних рішень пластинчатого теплообмінного апарату, які задовольняють задані початковим умовам для теплового розрахунку.

Пластинчаті теплообмінники-конденсатори завдяки своїй простоті, компактності та високій теплообмінній ефективності знаходять широке застосування в різних галузях. В харчовій промисловості та в сільському господарстві пластинчаті конденсатори широко застосовуються в ролі секцій нагріву пластинчатих пастеризаторів. У хімічній промисловості пластинчаті конденсатори застосовуються, зокрема, для конденсації легколетючих речовин з хвостових викидів виробництв, що, окрім економічного, зумовлює й істотний екологічний ефект у попередженні забруднення та в оздоровленні навколишнього природного середовища.

Відомо, що при проектуванні будь-якого теплообмінного апарату можна отримати як завгодно велику множину можливих конструктивних вирішень, що задовольняють задані початкові умови для теплового розрахунку, але відрізняються між собою техніко-економічними параметрами.

Для переважної більшості типів теплообмінних апаратів площі живих перетинів для робочих потоків та площу теплообмінної поверхні апарату при проектуванні (а також і виготовленні) можна змінювати взаємонезалежно і безперервним шляхом. Завдяки цьому члени множини можливих конструктивних розв'язків для таких апаратів утворюють практично безперервну область.

Специфічна особливість пластинчатих теплообмінників полягає в тому, що їх площа теплообміну компенується з дискретних елементів (пластин) зі стандартно заданими геометричними параметрами. Зміна площі поверхні теплообміну шляхом зміни числа пластин в апараті неминуче супроводжується змінами швидкостей робочих потоків у міжпластинних каналах і, як наслідок, відповідними змінами коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі. В силу цього члени множини можливих конструктивних рішень пластинчатого теплообмінника, як буде показано нижче, утворюють дискретну область (а не безперервну). При цьому методи ітерацій, традиційно застосовувані у практиці розрахунків теплообмінних апаратів, перестають надійно працювати, і їх застосування не гарантує якісного розв'язку задачі оптимізації пластинчатого теплообмінника.

Оскільки сутність задачі оптимізації зводиться до вибору оптимального варіанту із числа можливих, то очевидно, що повне визначення всіх членів множини можливих конструктивних розв'язків є необхідним попереднім етапом успішного вирішення задачі оптимізації пластинчатого теплообмінника.

Спосіб відшукання дискретної множини можливих конструктивних рішень пластинчатого конденсатора для наглядності викладено в графо-аналітичній інтерпретації.

Задамося традиційно застосовуваною схемою компоновки пластинчатого конденсатора (рис. 1). Міжпластинні канали для конденсуючого середовища в теплообміннику з'єднані між собою за схемою одного пакету, в якому конденсат відводиться через нижні просічні отвори пластин. Міжпластинні канали для руху охолоджуючої води утворюють декілька послідовно сполучених пакетів, що дозволяє інтенсифікувати теплообмін за рахунок збільшення швидкості води у порівнянні з однопакетною компоновкою.

Виходячи з даних для теплового розрахунку та балансових співвідношень, знаходимо такі величини: теплове навантаження конденсатора Q, температуру конденсації $t_{кд}$, початкову температуру охолоджуючої води t_{W_1}, кінцеву температуру охолоджуючої води t_{W_2}, масову витрату охолоджуючої води G_W, середньологарифмічний температурний напір θ_m, середню температуру охолоджуючої води $\bar{t}_W$.

За каталогом [1] підбираєм необхідний тип теплообмінних пластин та відповідні їм залежності для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі.

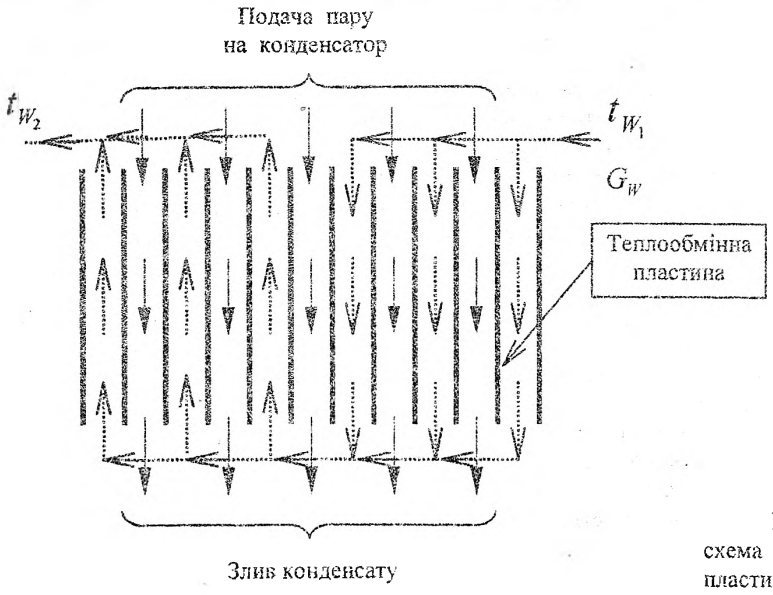

Рис. 1. Узагальнена схема компоновки пластинчатого конденсатора.

Надалі необхідно побудувати графік, який би відображав залежність питомого теплового потоку q_k через теплообмінні пластини від швидкості охолоджуючої води в міжпластинних каналах при заданих $t_{кд}$, $\bar{t}_W$, θ_m. Для цього розв'яжем графічним способом рівняння теплопередачі $q = K \cdot \theta_m$ пластинчатого конденсатора.

В залежності від інтенсивності процесу конденсації в пластинчатому конденсаторі може спостерігатись ламінарний або турбулентний режим стікання плівки конденсату по поверхні вертикальних гофрованих пластин.

Для ламінарного режиму руху плівки коефіцієнт тепловіддачі при конденсації:

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_к \cdot \lambda_к^3 \cdot r_к}{\nu_к \cdot L_n \cdot \left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right)}}; \qquad (1)$$

де: $t_{ст.кд}$ - температура поверхні теплообмінної пластини з боку конденсуючогося середовища.

Для турбулентного режиму коефіцієнт тепловіддачі:

$$Nu_к = C \cdot \mathrm{Re}_к^{0,7} \cdot \mathrm{Pr}_к^{0,4}; \qquad (2)$$

де: C - коефіцієнт, який залежить від типу теплообмінних пластин.

$\mathrm{Re}_к = \dfrac{q \cdot L_n}{r_к \cdot \rho_к \cdot \nu_к}$ - критерій Рейнольдса при конденсації.

$\mathrm{Pr}_к$ - критерій Прандтля для конденсату.

За визначаючу температуру для теплофізичних властивостей конденсату приймається $t_{кд}$.

Питомий тепловий потік від конденсуючогося середовища до теплообмінних поверхней пластин складатиме:

$$q = \alpha \cdot \left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right); \quad (3)$$

Або, підставивши сюди α із рівнянь (1) і (2), отримаємо:
- для ламінарного режиму:

$$q_л = C_л \cdot \left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right)^{0,75}; \quad \text{де} \quad C_л = Const; \quad (4)$$

- для турбулентного режиму:

$$q_T = C_T \cdot \left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right)^{3,33}; \quad \text{де} \quad C_T = Const; \quad (5)$$

Турбулентний режим руху плівки наступає при $\mathrm{Re}_к = 50 \div 400$. Точка стикування рівнянь (4) і (5) знаходиться як:

$$t_{кд} - t_{ст.кд} = \left(\frac{C_л}{C_T}\right)^{\frac{1}{2,5833}}; \quad (6)$$

Як правило, $t_{кд} - t_{ст.кд} \le 10\ ^\circ C$

Тепловіддача з боку охолоджуючої води в міжпластинних каналах знаходиться за рівнянням:

$$Nu = C \cdot \mathrm{Re}^{0,73} \cdot \mathrm{Pr}^{0,43}; \quad (7)$$

Тоді, після відповідних перетворень, питомий тепловий потік від охолоджуючої води до теплообмінної поверхні пластини:

$$q_W = w^{0,73} \cdot C_W \cdot \left(t_{ст.w} - t_W\right); \quad \text{де} \quad C_W = Const; \quad (8)$$

де: - швидкість руху води у міжпластинних каналах.

Питомий тепловий потік через матеріал теплообмінної пластини з забрудненнями на її поверхні:

$$q_{ст} = K_{ст} \cdot \left(t_{ст.кд} - t_{ст.w}\right); \quad (9)$$

де: $K_{ст} = \dfrac{1}{\sum \dfrac{\delta_i}{\lambda_i}}$; – коефіцієнт теплопередачі власне стінки із забрудненнями на ній.

Очевидно, що для локальних температурних напорів повинна виконуватись умова:

$$\theta_m = \left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right) + \left(t_{ст.кд} - t_{ст.w}\right) + \left(t_{ст.w} - t_w\right); \quad (10)$$

Система рівнянь теплопередачі пластинчатого конденсатора (4), (5), (8), (9), (10) розв'язується графічним способом - рис. 2.

за рівняннями (4), (5) будується графік $q_{кд} = f\left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right)$ в координатах Δt, q.

На лівому боці координатного поля за рівнянням (9) будується додатково графік $q_{ст} = f\left(t_{ст.кд} - t_{ст.w}\right)$.

Після цього даний графік паралельним переносом вправо віднімається від графіка $q_{кд} = f\left(t_{кд} - t_{ст.кд}\right)$. Таким чином отримується графік $q_{кд.ст} = f\left(t_{кд} - t_{ст.кд}, \Delta t_{ст}\right)$, котрий характеризує питомий тепловий потік зі сторони конденсуючогося агента з врахуванням термічного опору стінки. На отриманому графіку відкладаєм точку 'К', якою відмічається перехід ламінарного режиму руху конденсатної плівки в турбулентний режим.

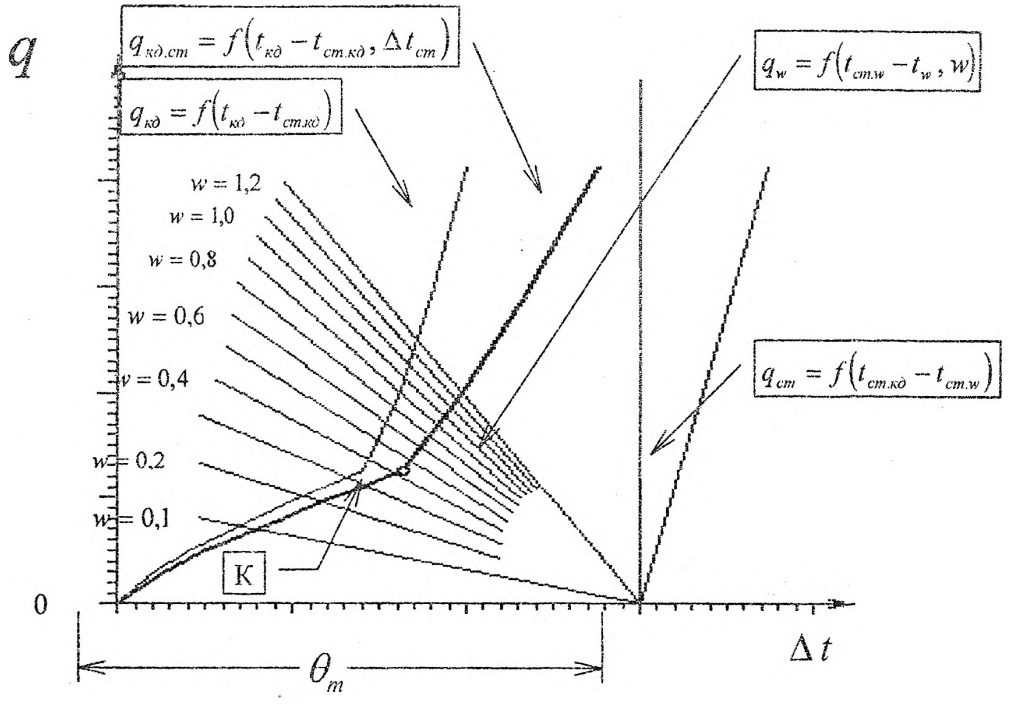

Рис. 2. Графічний розв'язок системи рівнянь теплопередачі пластинчатого конденсатора.

В правому боці координатного поля за рівнянням (8) будується сімейство ліній $q_w = f\left(t_{ст.w} - t_w, w\right)$. Кожен з графіків цього сімейства відповідає деякій заданій швидкості руху охолоджуючої води у міжпластинних каналах. Підстановкою в рівняння (8) параметрів точки 'К', взятих з координатного поля, знаходим, при якій швидкості охолоджуючої води наступає турбулентний режим конденсації.

По точках перетину сімейства графіків $q_w = f\left(t_{ст.w} - t_w, w\right)$ з графіком $q_{кд.ст} = f\left(t_{кд} - t_{ст.кд}, \Delta t_{ст}\right)$ будується графік $q_w = f(w)$, який відображає залежність теоретично досягуваного питомого теплового потоку в конденсаторі від швидкості охолоджуючої води - рис. 3.

Для правильно спроектованого теплообмінного апарату питомий тепловий потік, знайдений з рівняння теплопередачі, повинен дорівнювати тепловому потоку, визначеним за тепловим навантаженням та площі теплообміну апарату:

$$q_f = \frac{Q}{F}; \qquad (11)$$

де: F - площа поверхні теплообміну апарату.

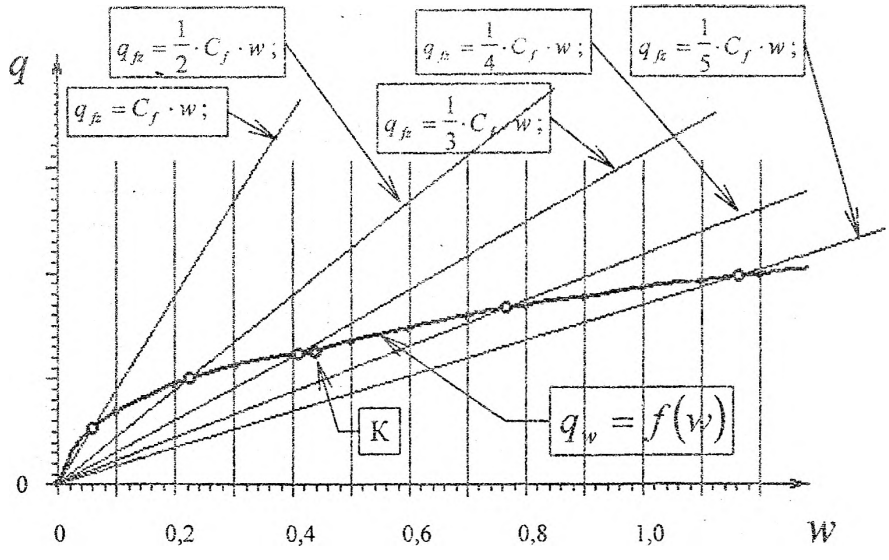

Рис. 3. Відшукання дискретної множини можливих конструктивних рішень пластинчатого конденсатора

Швидкість руху охолоджуючої води в каналах пластинчатого конденсатора:

$$w = \frac{G_w}{f \cdot n \cdot \rho_w}; \qquad (12)$$

де: f - площа живого перетину одного міжпластинного каналу;

n - число каналів для ходу води у пакеті теплообмінних пластин;

ρ_w - густина води.

Звідси кількість каналів, необхідних для забезпечення заданої швидкості води:

$$n = \frac{G_w}{f \cdot \rho_w \cdot w}; \qquad (13)$$

Виходячи з конструктивних особливостей пластинчатих теплообмінників, кількість пластин N, на яких відбувається теплообмін:

$$N = 2n - 1 \cong 2n = \frac{2 \cdot G_w}{f \cdot n \cdot \rho_w}; \qquad (14)$$

В залежності від числа пластин N площею $f_{пл}$ кожна, питомий тепловий потік q_f у однопакетному пластинчатому теплообміннику:

$$q_f = \frac{Q}{N \cdot f_{пл}} = w \cdot \frac{Q \cdot f \cdot \rho_w}{2 \cdot G_w \cdot f_{пл}} = C_f \cdot w; \qquad (15)$$

де: $C_f = Const$;

Якщо вода рухається по Z послідовно сполучених пакетах, то, очевидно:

$$q_{fz} = \frac{1}{z} \cdot q_f = \frac{1}{z} \cdot C_f \cdot w; \qquad (16)$$

За отриманим рівнянням (16) на рис. 3 будується сімейство графіків $q_{fz} = f(w,z)$, точки перетину котрих з графіком $q_w = f(w)$ визначають дискретну множину можливих конструктивних рішень пластинчатого конденсатора, що відповіда заданим початковим умовам для теплового розрахунку. Знайдена множина можливих конструктивних рішень, будучи дискретною, може бути нескінченно великою.

Оптимізація конденсатора проводиться методом послідовного перебору членів знайденої множини на задоволення додаткових обмежуючих критеріїв (наприклад, гідродинамічного опору) і задоволення екстремуму цільової функції.

При використанні методів аналітичної геометрії на площині та лінеаризації ряду рівнянь на локальних ділянках наведений алгоритм легко трансформується в ефективну комп'ютерну програму, яка не містить традиційних при розрахунках теплообмінників ітераційних циклів.

Література:

1. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983, - 56 с.

МИРОНЧУК Юрій Анатолійович - кандидат технічних наук, старший викладач кафедри механізації тваринництва Державної агроекологічної академії України.