

А. М. ГАНЖА, канд. техн. наук,
Н. А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У СКЛАДНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ

В статті пропонуються математична модель та алгоритми для комп'ютерного моделювання складних теплообмінних апаратів. Результати моделювання зіставлені з відомими даними та можуть використовуватись для системного аналізу процесів у теплообмінних апаратах.

В статье предлагаются математическая модель и алгоритмы для компьютерного моделирования сложных теплообменных аппаратов. Результаты моделирования сопоставлены с известными данными и могут использоваться для системного анализа процессов в теплообменных аппаратах.

In the article there have been proposed mathematical model and algorithms for simulation of difficult heat-exchange apparatus. The simulation results are compared with known data and may be used for system analysis of process in heat-exchange apparatus.

Вступ. У теперішній час теплообмінні апарати широко використовуються у різних галузях національної економіки. Для аналізу теплового стану теплообмінників необхідно знати локальні температурні характеристики у різних точках апарату. Це дозволить аналізувати їх ефективність на різних режимах експлуатації, а також прогнозувати їх ресурс з урахуванням експлуатаційних факторів, якими можуть виступати забруднення, відкладення, корозійно-ерозійний знос, контактні термічні опори та ін. Необхідність отримання локальних температурних характеристик вимагає використання методів комп'ютерного моделювання.

Теплообмінне обладнання належить до класу складних технічних систем, тому що може компонуватися з багатьох секцій, кожна з яких може бути класифікована за плинном теплоносіїв, що гріє та нагрівається. Для наближення схеми до найбільш ефективної, тобто протитокової, у теплообмінниках з перехресним плинном використовуються багатоходові схеми компонування. При достатній кількості ходів взаємний рух теплоносіїв наближається до класичного протитоку. Така схема взаємного плинном теплоносіїв називається змішаною.

Для теплообмінників з простою змішаною схемою, де кожен хід представляє собою будь-які однакові теплообмінники (секції), залежності для побудови розподілу температур, визначення ефективності апарату описані у роботах [1, 2 та ін.]. У цій схемі припускається, що обидва теплоносія між ходами цілком перемішуються.

На практиці найбільш розповсюдженою схемою компонування теплообмінників є складна змішана схема току. На відміну від простої змішаної схеми тут один з теплоносіїв рухається окремими струменями за

всією довжиною та між ходами не перемішується, а теплоносій, що знаходиться усередині, у межах одного ходу як правило рухається окремими струменями та між ходами цілком перемішується. Таким чином, схема змішаного плинном буде складною, де кожен хід (секція) представляє собою складну схему однократного перехресного плинном. Для таких схем залежності для побудови розподілу температур на вході та виході з кожного ходу, визначення ефективності апарату у відомих роботах не приводяться (крім частинних випадків у [2]). Тому математичне моделювання температурних характеристик та ефективності таких апаратів є актуальною задачею.

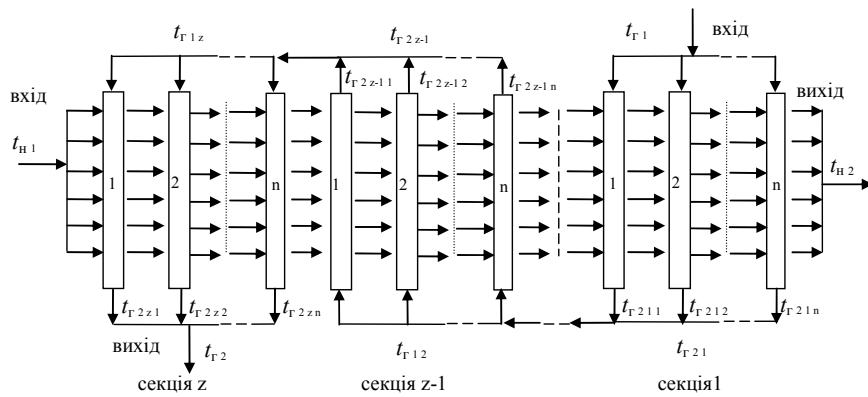
Постановка задачі. У даній роботі поставлена задача розробки математичної моделі для складних теплообмінних апаратів та створення методики, що дозволяє одержати розподіл температурних характеристик по кожному окремому елементу теплообмінника і в апараті в цілому. Створена методика повинна дати можливість проводити системний аналіз, як знову проєктованих, так і діючих теплообмінників, а також здійснювати оптимізацію характеристик апаратів.

Розв'язання проблеми. Апарати, що розглядаються, можуть мати різне компонування теплообмінних поверхонь: рівнобіжне чи послідовне протитокове включення секцій по зовнішньому теплоносію, причому секції можуть бути одноходовими чи багатоходовими. У межах однієї секції зовнішній теплоносій цілком практично не перемішується. Ступінь неперемішування зовнішнього теплоносія визначається кількістю ребер, що приходяться на одиницю довжини ряду труб. У межах однієї секції внутрішній теплоносій перемішується частково – тільки в межах ряду труб одного ходу. Між ходами та секціями внутрішній теплоносій, як правило, перемішується.

Для теплообмінника, де коефіцієнти теплопередачі однакові в межах одного ходу в секції при нескінченному числі струменів зовнішнього теплоносія, авторами отримано аналітичний розв'язок для розподілу локальних температур і на їх основі розроблено алгоритми визначення ефективності. Вихідна система рівнянь включає рівняння теплового балансу і теплопередачі для елементарних ділянок (елементів) поверхні, а також інтегральні рівняння, що враховують особливості руху теплоносіїв.

Розглянемо найбільш складний випадок компонування теплообмінника, (див. рис. 1). Такі теплообмінники є дуже розповсюдженими (одноходові багатосекційні калорифери, апарати повітряного охолодження та ін.).

У розробленому авторами аналітичному алгоритмі визначаються локальні температури середовища, що гріє та ефективність всього теплообмінника:



t – температура; "г" – теплоносій, що гріє; "н" – теплоносій, що нагрівається

Рисунок 1 – Одноходова багатосекційна схема з нескінченним числом струменів

а) для першого ряду в секції ($i = 1$):

$$\overline{t_{г\bar{x}1k}} = \frac{t_{г1k} - t_{г\bar{x}1k}}{t_{г1} - t_{н1}} = e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{1k} = \left(1 - e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}}\right) \cdot \left(1 - \bar{\varphi}_{(k-1)}\right) + \theta_{співп} + \theta_{прот}, \quad (1)$$

$$\theta_{співп} = -\left(\frac{a}{n}\right) \cdot \sum_l \sum_{i=1}^n \left(\overline{t_{г\bar{x}il}} - Ra \cdot e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \int_0^{\bar{x}} e^{R \cdot a \cdot \bar{x}} \overline{t_{г\bar{x}il}} d\bar{x} \right), \quad (2)$$

$$\theta_{прот} = \left(\frac{a}{n}\right) \cdot \sum_m \sum_{i=1}^n \left(\overline{t_{г(l-\bar{x})im}} - e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \overline{t_{г(\bar{x}=1)im}} - Ra \cdot e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \int_0^{\bar{x}} e^{R \cdot a \cdot \bar{x}} \overline{t_{г(l-\bar{x})im}} d\bar{x} \right), \quad (3)$$

де l – номери співпадаючих по напрямку з координатою x від входу в елемент усіх попередніх секцій; $l = z, z-2, z-4 \dots (k-2)$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції z ; $l = z-1, z-3 \dots (k-2)$, у протилежному випадку, тобто якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія в поточній секції не збігається з напрямком в останній секції z ;

m – номери протилежних за напрямком з координатою x від входу в елемент усіх попередніх секцій; $m = z-1, z-3 \dots (k-1)$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції z , і $m = z, z-2, z-4 \dots (k-1)$, у протилежному випадку.

\bar{x} – відносна координата від входу внутрішнього середовища в межах секції, $\bar{x} = \frac{x}{L}$, L – довжина ряду труб у секції; i – номер ряду в секції, n – число рядів у секції;

R і NTU_2 – відношення водяних еквівалентів теплоносіїв і число одиниць переносу теплоти в секції [1, 2], $R = \frac{W_{н}}{W_{г}}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_{н}}$,

$a = n \cdot (1 - \exp(-NTU_2 / n))$;

K і F – коефіцієнт та площа теплопередачі в поточній секції.

б) для наступних рядів поточної секції ($i = 2 \dots n$):

$$\overline{t_{г\bar{x}ik}} = \frac{t_{г1k} - t_{г\bar{x}ik}}{t_{г1} - t_{н1}} = e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{ik}, \quad i = 2 \dots n, \quad (4)$$

$$\omega_{ik} = \left(1 - \frac{a}{n}\right) \cdot \omega_{(i-1)k} + R \cdot a \cdot \left(\frac{a}{n}\right) \int_0^{\bar{x}} \omega_{(i-1)k} d\bar{x}, \quad i = 2 \dots n, \quad (5)$$

$$\omega_{1k} = e^{R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \overline{t_{г\bar{x}1k}}.$$

Слід зазначити, що в схемі з протитоком локальні температури середовища, що гріє, можуть бути визначені тільки після розрахунку параметрів $\bar{\varphi}_k$ шляхом розв'язку системи рівнянь (1)–(5) методом послідовних наближень при значенні відносної координати $\bar{x} = 1$:

$$\bar{\varphi}_k^q = \bar{\varphi}_{(k-1)}^{(q-1)} + \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \overline{t_{г(\bar{x}=1)ik}}^{(q-1)}, \quad \bar{\varphi}_0^0 = \bar{\varphi}_0^q = 0, \quad (6)$$

де q – індекс поточного наближення.

Температура середовища, що гріє, перед поточною секцією:

$$t_{г1k} = t_{г1k} = t_{г1} - \bar{\varphi}_{(k-1)} \cdot (t_{г1} - t_{н1}). \quad (7)$$

Підсумкова ефективність теплообмінника і температури середовищ на виході:

$$P = \frac{\bar{\varphi}_z}{R}; \quad t_{н2} = t_{н1} + P \cdot (t_{г1} - t_{н1}); \quad t_{г2} = t_{г1} - P \cdot R \cdot (t_{г1} - t_{н1}). \quad (8)$$

Як видно з аналізу вищенаведеного алгоритму, розв'язок системи рівнянь складний, супроводжується ітераціями, рекурентним обчисленням

інтегральних перетворень. Для багатоходових секцій розв'язок ще більш ускладнюється.

Узагальнена схема багатоходового багатосекційного теплообмінника зі змішаною схемою плинуну теплоносіїв і протитоків включенням ходів представлена на рис. 2.

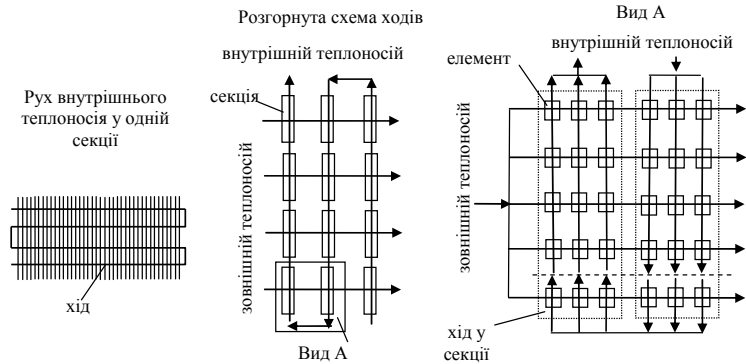


Рисунок 2 – Узагальнена схема руху теплоносіїв у системі теплообмінників

Для спрощення пошуку розв'язку авторами була запропонована методика дискретного розрахунку, де елементами, з яких скомпонований теплообмінник (див. рис. 2, вид А), є найпростішими схемами однократного перехресного плинуну з повним перемішуванням обох теплоносіїв по ходу. Слід зазначити, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число кінцевих різностей, де, як правило, не враховуються особливості руху середовищ в елементах. У запропонованій авторами методиці ефективність кожного перехресноплинного елемента з рис. 2 та температури теплоносіїв на виході з елементів будуть визначатися в такий спосіб:

$$P_e = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2e}}} + \frac{R_e}{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}} - \frac{1}{NTU_{2e}}}; \quad (9)$$

$$t_{n_{2e}} = t_{n_{1e}} + P_e (t_{n_{1e}} - t_{n_{1e}}) \text{ і } t_{r_{2e}} = t_{r_{1e}} - P_e R_e (t_{r_{1e}} - t_{r_{1e}}), \quad (10)$$

де "e" – індекс, який позначає, що параметри визначаються в елементі; "1" – вхід середовища, "2" – вихід середовища.

При складанні алгоритму розв'язку системи рівнянь (9)–(10), що записуються для кожного елемента з рис. 2, враховується схема взаємного з'єднання елементів і перемішування теплоносія між ходами та на виході з апарата. По ходу руху теплоносіїв обчислюються втрати тисків від тертя та

місцеві втрати. Ефективність кожного елемента визначається з урахуванням розходження властивостей теплоносіїв і матеріалів стінок труб, параметрів, що характеризують теплопередачу. Тому що схема руху протитоків, то для уточнення ефективності елементів використовується інтервально-ітераційний метод. У підсумку ефективність всього апарату визначається таким чином:

$$P = \frac{1}{R} \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{n1}}, \quad (11)$$

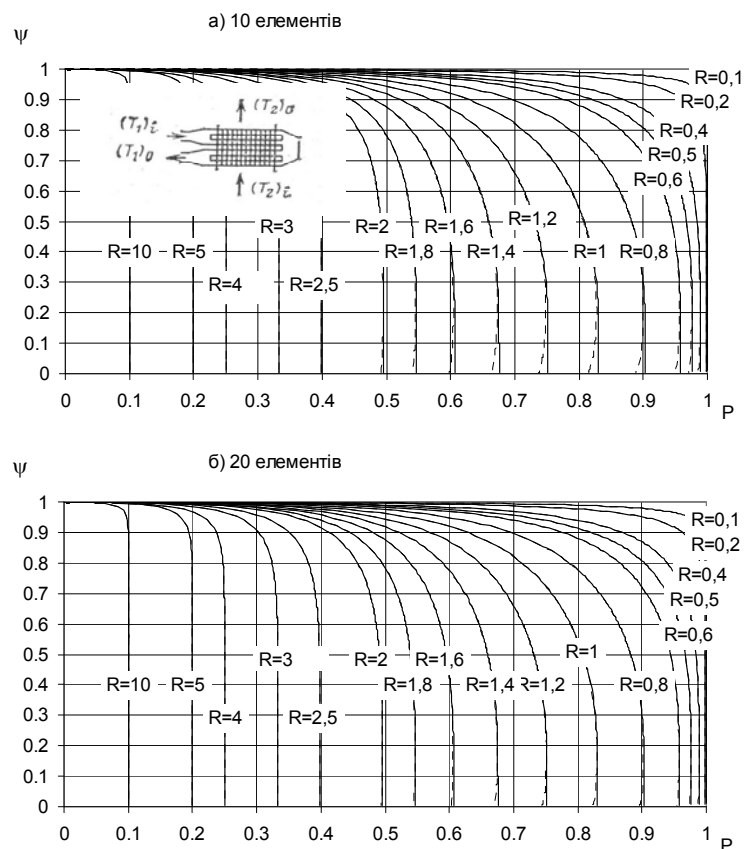
де $t_{r2} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n_r} t_{r_{2\alpha_i}}$; n – число рядів труб у секції; $t_{r_{2\alpha_i}}$ – температури середовища, що гріє, на виході з елементів останнього ходу останньої секції.

Відомий поправочний коефіцієнт до середньологарифмічного температурного напору при протитоку визначається методом послідовних наближень з урахуванням залежності:

$$\Psi = \frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_{л}} = \frac{1}{NTU_2 \cdot \delta}; \quad \delta = \frac{R-1}{\ln \frac{1-P}{1-PR}} (R \neq 1); \quad \delta = \frac{1-P}{P} (R=1). \quad (12)$$

Авторами були зіставлені результати розрахунку по розробленим аналітичному алгоритму до рис. 1 і дискретному алгоритму для відповідної одноходової багатосекційної схеми з рис. 2 при однакових коефіцієнтах теплопередачі та властивостях теплоносіїв у секціях.

Результати розрахунку коефіцієнта Ψ для одноходової схеми з двома дворядними секціями приведено на рис. 3 (безперервна крива – аналітичний алгоритм, переривиста крива – дискретний алгоритм).



1 – теплоносій, що гріє; 2 – теплоносій, що нагрівається; i – вхід; o – вихід

Рисунок 3 – Порівняння результатів розрахунку

У результаті проведеного аналізу відзначено, що при числі дискретних елементів у ряді більше $40/z$ (для кількості ходів 4 і менше) і 10 при більшому числі ходів, розходження в результатах практично відсутні. При використанні традиційного підходу кінцевих різниць для досягнення такої ж точності необхідно розбивати поверхню у ряди в апараті визначається кількістю ребер, або ступінню турбулентного перемішування.

Методика дискретного розрахунку була апробована для апаратів повітряного охолодження, калориферів, повітроохолоджувачів компресорів, теплообмінників систем теплопостачання [3-6] та ін.

Результати розрахунків параметрів P і ψ за розробленими методиками для деяких окремих випадків були зіставлені з номограмами з [2] і відзначено їхній збіг, що говорить про вірогідність розроблених математичних моделей, методик та алгоритмів. На відміну від формул і номограм з [2], створена методика дозволяє розраховувати характеристики апаратів з довільною кількістю рядів, секцій і ходів, у тому числі – і з дискретним розподілом параметрів теплопередачі.

Висновки. За допомогою розроблених методів та засобів можна одержати розподіл локальних температурних характеристик та ефективність складних багатоходових та багатосекційних теплообмінників зі змішаною схемою плинину. Створена математична модель дозволяє: визначати теплову продуктивність теплообмінників з довільним числом рядів, ходів і секцій з урахуванням особливості компоновання, проводити системний аналіз апаратів, їх ефективності на різних режимах роботи, у тому числі з урахуванням умов експлуатації. Результати моделювання для деяких окремих випадків були зіставлені з відомими залежностями і номограмами і відзначено, що вони практично співпадають. Тому розроблені узагальнені математичні моделі, методики і комплекси алгоритмів можна застосовувати для будь-яких аналогічних багатоходових багатосекційних теплообмінників зі змішаною схемою плинину теплоносіїв.

Список літератури: 1. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова / Под ред. Ю.В. Петровского.– М.: Энергия, 1967. – 223 с. 2. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т. / Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987.– Т.1. – 560 с. 3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения//Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №1. – С. 81–85. 4. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Определение ресурса воздухоохлаждателей компрессорных установок с использованием имитационного моделирования // Двигатели внутреннего сгорания. –Харьков: НТУ "ХПИ", 2009. – № 2. – С. 12–16. 5. Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности калориферного подогреву воздуха у системах отопления, вентиляции та кондиціонування//Зб. наук. праць 5-ї Міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми економії енергії".– Львів, НУ "Львівська політехніка", 23-24 жовтня 2008. - С.274–278. 6. Ганжа А.Н., Братута Э.Г., Марченко Н.А. Уточненная методика определения тепловой производительности системы отопления с учетом неравномерности распределения параметров // Интегрированные технологии та энергосбережения. – 2009. – № 2. – С. 66–70.

Поступила в редколлегию 21.12.09