

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРУБЧАСТОГО НАГРІВАЧА З РОЗПОДІЛЕНОЮ ОРГАНІЗОВАНОЮ ПОДАЧЕЮ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ

*ас. Шантала Д.Є.*

*ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», Дніпропетровськ*

**Постановка проблеми.** Трубчастий нагрівач з розподіленою організованою подачею припливного повітря [1], порівняно з інфрачервоними трубчастими газовими обігрівачами (ІТГО), виконує одночасно дві функції: забезпечує споживача теплотою у вигляді випромінювання та підігрітим припливним повітрям, що підвищує ефективність використання нагрівачів та розширює сферу їх застосування. Для нагрівання припливного повітря використовується конвективна складова теплообмінного процесу, що має місце при роботі інфрачервоних нагрівачів. Вона може становити до 45% від загального теплового потоку і зазвичай виступає тепловою втратою [2]. Для використання на практиці технічного рішення трубчастого нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря необхідно розробити математичну модель, що дозволить розраховувати його конструктивні параметри, а також гідравлічні і теплові режими роботи.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В Україні та світі дослідженню систем повітряно-променистого опалення приділяється багато уваги. Підвищенню ефективності роботи інфрачервоних газових трубчастих обігрівачів присвячені роботи Семерніна А. М., Мирзояна Ж. В., Іродова В. Ф., Солод Л. В., Болотських М. М., Редько І. О., Авдєєвої С. М., Припотень Ю. К., Хацкевич Ю. В. та ін. Математична модель інфрачервоного трубчастого газового нагрівача вперше була представлена в роботах Іродова В. Ф. та Солод Л.В. [3], достовірність її експериментально доведена [4]. Однак, конструкція трубчастого нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря передбачає наявність фізичного процесу руху припливного повітря вздовж каналу з постійним відбором маси через суцільні поздовжні щі-

линні отвори з наступним обтіканням повітряним потоком трубчастого випромінювача. Даний процес розглядається вперше і є суттєвою відмінністю вказаного нагрівача та його математичної моделі.

**Формулювання мети роботи.** Мета роботи – розробити математичну модель для розрахунку гідравлічних і теплових режимів трубчастого нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря.

При моделюванні нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря розглядається стаціонарний одномірний рух однорідної газоповітряної суміші та повітря, що нагрівається.

Характерною особливістю математичної моделі нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря є наявність взаємного зв'язку теплового та гідравлічного режимів газової частини нагрівача (процесу 1) з режимом підігріву припливного повітря – повітряною частиною (процес 2). З урахуванням цього факту модель представляє собою гідравлічний ланцюг з розподіленими та регульованими параметрами.

Математична модель процесу 1 нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря має характерні відмінності від математичної моделі ІТГО [3], пов'язані в першу чергу з наявністю впливу потоку припливного повітря, що обтікає трубчастий випромінювач та нагрівається від нього.

Рівняння теплового балансу для елементарної ділянки завдовжки  $dx$  трубчастого випромінювача нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря описуються наступним чином:

$$dQ_{\text{ен}} = V \cdot c_p dT = dQ_1^K + dQ_1^J = dQ_2 = dQ_3 + dQ_4,$$

де  $dQ_{\text{ен}}$  – теплота, що виділяється при горінні палива;  $V$  – витрата газоподібного палива;  $c_p$  – ізобарна теплоємність газоповітряної суміші;  $dT$  – зміна температури газоповітряної суміші.  $dQ_1^K$  – тепловий потік від газу до внутрішньої стінки випромінювача, що передається в процесі конвективного теплообміну, в даному перерізі на елементарній ділянці довжиною  $dx$ ;  $dQ_1^J$  – тепловий потік від газу до внутрішньої стінки випромінювача, що передається в процесі променистого теплообміну, в даному перерізі на елеме-

нтарній ділянці довжиною  $dx$ ;  $dQ_2$  – тепловий потік від внутрішньої поверхні стінки труби-випромінювача до зовнішньої поверхні, що передається теплопровідністю на ділянці  $dx$ ;  $dQ_3$  – тепловий потік випромінюванням від поверхні випромінювача в навколишнє середовище приміщення на ділянці  $dx$ ;  $dQ_4$  – тепловий потік від зовнішньої стінки випромінювача в навколишній простір приміщення, що передається конвекцією на ділянці  $dx$ .

$$dQI^K + dQI^n = \alpha_1 \cdot (T_1 - T_{1S}) \cdot F_S \cdot dx,$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від газо-повітряної суміші до внутрішньої стінки труби-випромінювача;  $T_1$  і  $T_{1S}$  – відповідно температури газо-повітряної суміші і внутрішньої стінки труби-випромінювача;  $F_S$  – довжина кола в перерізі труби-випромінювача.

$$\alpha_1 = \alpha_K + \alpha_L,$$

де  $\alpha_K, \alpha_L$  – відповідно коефіцієнти тепловіддачі конвекцією та випромінюванням від продуктів згоряння газу до внутрішньої поверхні випромінювача.

$$dQ_2 = \frac{\lambda}{\delta} (T_{1S} - T_{2S}) \cdot F_S \cdot dx,$$

де  $T_{2S}$  – температура зовнішньої стінки труби-випромінювача;  $D$  – зовнішній діаметр труби-випромінювача, м;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки випромінювача,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  $\delta$  – товщина стінки випромінювача, м.

$$dQ_3 = \alpha_{IP} \cdot c_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{2S}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{OS}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_S \cdot dx,$$

де  $\alpha_{IP}$  – приведений ступінь чорноти;  $T_{OS}$  – температура навколишнього середовища.

Тепловий потік від зовнішньої стінки випромінювача в навколишній простір приміщення, що передається конвекцією на ділянці  $dx$  визначається за формулою:

$$dQ_4 = \alpha_{КОНВ} \cdot (T_{2S} - T_{OS}) \cdot F_S \cdot dx,$$

де  $\alpha_{КОНВ}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі від зовнішньої стінки труби-випромінювача в навколишнє середовище при омиванні припливним повітрям, який залежить від багатьох парамет-

рів процесу. Визначенню цього коефіцієнту необхідно приділити особливу увагу. Для отримання достовірних даних коефіцієнт  $\alpha_{КОНВ}$  пропонується визначити експериментально.

В процесі 2 (рис.1.) розглядається примусовий рух припливного повітря у розподільчому повітряному каналі з відбором повітря по довжині каналу крізь щілинні отвори. Рух стаціонарний, одномірний, його характеристики залежать від одного параметру – довжини розподільчого повітряного каналу.

Масовий потік, який поступає у виділений елемент дорівнює, кг/с:

$$M_{\Pi} = \rho \cdot w \cdot F,$$

де  $\rho$  – густина повітря;  $w$  – середня лінійна швидкість руху повітря по розподільчому повітряному каналу;  $F$  – площа поперечного перерізу розподільчого повітряного каналу.

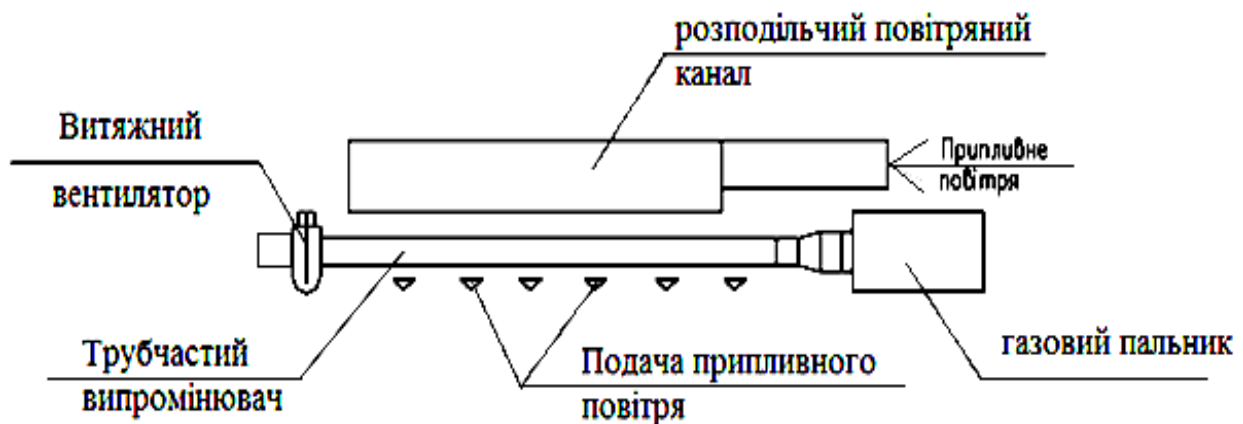


Рис. 1. Схема процесу 2 – ділянки підігріву припливного повітря нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря (повітряна частина)

Масовий потік, який виходить з виділеного елемента і рухається далі всередині каналу, кг/с:

$$M_B = (\rho + d\rho) \cdot (w + dw) \cdot (F + dF),$$

Втрата маси повітря, яке виходить з каналу крізь щілинні отвори характеризується величиною  $g$ ,  $\frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$ .

Витрати  $M_{\Pi}$  і  $M_B$  різняться між собою на величину  $gFdx$ , таким чином:

$$M_{II} - M_B = +gFdx,$$

$$\text{або } \rho wF - (\rho + d\rho) \cdot (w + dw) \cdot (F + dF) = +gFdx,$$

Після перетворення, нехтуючи малими величинами (другого і третього ступеня), отримаємо на елементарній ділянці повітряного розподільчого каналу довжиною  $dx$  рівняння збереження маси в остаточному вигляді:

$$\frac{1}{F} \cdot \frac{d}{dx}(\rho wF) = -g,$$

Для отримання рівняння руху повітря в розподільчому каналі, необхідно порівняти зміну кількості руху та імпульс зовнішніх сил, що діють на повітряний потік. Для визначення зміни кількості руху виділеного елемента отримаємо вираз:

$$dK = (\rho wF - gFdx) \cdot (w + dw) - \rho wF \cdot w + gFdx \cdot w_a,$$

де  $w_a$  – середня швидкість маси повітря, що виходить крізь щілинні отвори каналу.

Якщо цю зміну кількості руху порівняти з імпульсом зовнішніх сил, то одержимо:

$$\rho wF \cdot dw - g(w - w_a) \cdot Fdx = P \cdot F_{II} - (P + dP)F - f_T \cdot Fdx,$$

де  $f_T$  – густина розподілених сил тертя.

Після перетворень отримуємо рівняння руху в остаточному вигляді:

$$\rho w \frac{dw}{dx} = -\frac{dP}{dx} - g(w_a - w) - f_T.$$

Для розрахунку гідравлічних параметрів руху припливного повітря зі зміною маси необхідно виконати чисельне інтегрування рівнянь руху повітря в каналі з поздовжніми щілинними отворами.

**Обговорення результатів.** Достовірність математичної моделі газового трубчастого нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря забезпечується тим, що вона заснована на математичній моделі інфрачервоного трубчастого газового обігрівача, достовірність якої експериментально доведена. Але, з урахуванням особливостей розробленої моделі, для отримання достовірних результатів розрахунку слід провести експериментальні дослідження теплових і гідравлічних режимів нагрі-

вача з розподіленою організованою подачею припливного повітря та вдосконалити математичну модель.

**Висновки.** Розроблена математична модель гідравлічного і теплового режимів газового трубчастого нагрівача з розподіленою організованою подачею припливного повітря як модель гідравлічного ланцюга з розподіленими та регульованими параметрами, яка являє собою сукупність звичайних диференціальних рівнянь, за якими можна вирішувати пряму задачу розрахунку параметрів нагрівача шляхом чисельного інтегрування. Модель заснована на рівняннях збереження маси, руху та енергії, теплового балансу при цьому розглядається одномірний стаціонарний тепловий і гідравлічний режими.

### ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Пат. 61594 України, МПК (2011.01), F24D 10/00, F24C 15/00. Пристрій для променистого обігріву та нагрівання повітря / Иродов В. Ф., Осетянська Д. Є., Хацкевич Ю. В.; власник Державний ВНЗ «ПДАБА». — № u201015435; заявл. 20.12.10; опубл. 25.07.11, Бюл. № 14.
2. Зиганшин Б. М. Облучение прямоугольной площадки точечным и линейным излучателями / Зиганшин Б. М. // Материалы 56-й республиканской научной конференции: Сборник научных трудов докторантов и аспирантов./ Казань: КГАСА, 2004. – с. 254 – 258.
3. Иродов В. Ф. Математическое моделирование и расчет инфракрасного трубчатого газового обогревателя / В. Ф. Иродов, Л. В. Солод // Строительство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. трудов. Дніпропетровськ: ДВНЗ ПДАБтаА, 2010. – Вып. 52, ч.1. – С. 130–132.
4. Иродов В. Ф. Экспериментальное исследование низкотемпературных систем воздушно-лучистого отопления на природном газе / В. Ф. Иродов, Л. В. Солод // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. Дніпропетровськ: ПДАБтаА, 2001. – № 6. – С. 20–24.