

6. Dobrovolskij I. I. Raschet struktury i mehanicheskikh svojstv nelegirovannogo i legirovannogo chugunov / I. I. Dobrovolskij, A. A. Zhukov, I. O. Pahnjushhij // Litejnoe proizvodstvo. – 1988. – № 5. – S. 6 – 8.

7. Mironova T. M. Struktura i svojstva deformiruemih chugunov / T. M. Mironova, V. Z. Kucova. – D: NMetAU, 2009. – 190 s.

УДК 697.7:519.673:536.423.4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДІЛЯНКИ ТРУБЧАСТОГО ГАЗОВОГО НАГРІВАЧА У КОНДЕНСАЦІЙНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

Г. Г. Березюк, ст. викл., В. Ф. Іродов, д. т. н., проф.

Ключові слова: трубчасті газові нагрівачі, математична модель, конденсація водяної пари

Постановка проблеми. У системах децентралізованого теплопостачання виробничих приміщень широко використовуються інфрачервоні трубчасті газові обігрівачі (ІТГО). Ці пристрої призначені для спалювання газу, переміщення нагрітих продуктів згоряння з повітрям усередині трубчастого нагрівача і опалення приміщення, де встановлений нагрівач за рахунок променистого і конвективного теплообміну нагрівача з простором приміщення. Трубчасті газові обігрівачі є одночасно джерелами теплопостачання та опалювальними приладами. Використання цих обігрівачів забезпечує економію палива і рівномірний розподіл комфортного тепла. Максимальною економією палива можливо досягти шляхом використання в конструкції обігрівача режиму конденсації водяної пари з газоповітряної суміші.

Аналіз публікацій. Математичне моделювання трубчастих газових нагрівачів викладене у працях [1 – 3], де математична модель ІТГО розглядається як єдине ціле, а саме як гідравлічний ланцюг із розподіленими і регульованими параметрами за термінологією теорії гідравлічних ланцюгів [4]. Однак у математичних моделях не враховується конденсаційний режим роботи обігрівача.

Мета статті – побудувати математичну модель гідравлічних і теплових режимів ділянки ІТГО для зони конденсації водяної пари з газоповітряної суміші.

Виклад матеріалу. Основними елементами інфрачервоних трубчастих газових обігрівачів є: газовий пальник як джерело теплової енергії, радіаційна труба, що передає теплову енергію в опалюване приміщення, вентилятор, що забезпечує циркуляцію газоповітряної суміші і видалення продуктів згоряння, а також відбивач – для спрямованого впливу теплового потоку від випромінювальної труби в зону обігріву. Принципову схему інфрачервоного трубчастого обігрівача наведено на рисунку 1.

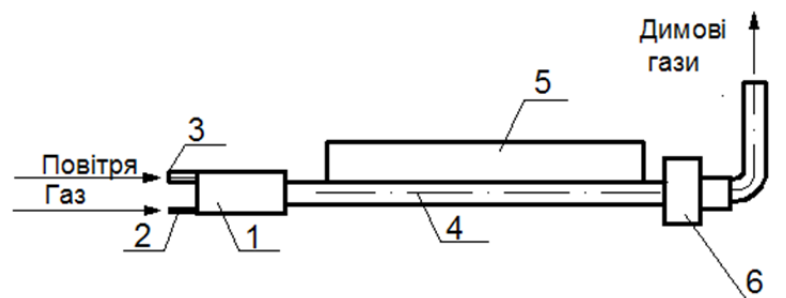


Рис.1. Схема інфрачервоного трубчастого газового обігрівача:

- 1 – пальник в захисному кожусі; 2 – штуцер подачі газу; 3 – роз'єм з отвором у захисному кожусі для подачі повітря; 4 – випромінювальна труба; 5 – відбивач теплового випромінювання (екран); 6 – витяжний вентилятор.

У зв'язку з особливостями перебігу фізичних процесів можна виділити такі характерні ділянки (рис. 2):

- 1 – ділянка горіння пального газу в супутньому потоці повітря;

2 – ділянка руху і теплообміну однорідної газоповітряної суміші всередині випромінювальної труби, починаючи від перетину повного згоряння газу до точки, в якій починається конденсація водяної пари з газоповітряної суміші;

3 – ділянка руху і теплообміну газоповітряної суміші і конденсату всередині випромінювальної труби до витяжного вентилятора;

4 – ділянка витяжного вентилятора;

5 – ділянка відводу продуктів згоряння в навколишнє середовище.

Основною частиною ІТГО, де відбуваються процеси передачі тепла від газоповітряного теплоносія в опалюваний простір, є ділянки 2 і 3. Моделюванню гідравлічних і теплових процесів у цій галузі приділяється основна увага.

Дослідження процесів у ділянці 1 дозволяє точніше відобразити сумарний ефект передачі тепла та більш точно змоделювати розподіл температури вздовж випромінюваної труби.

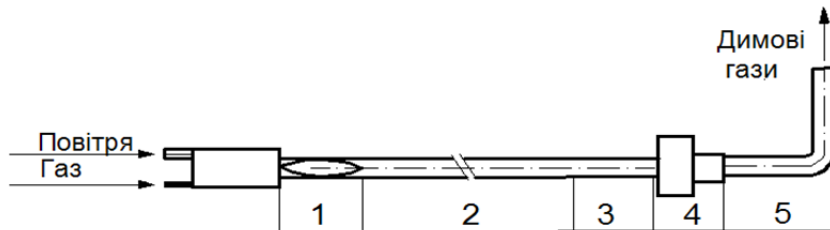


Рис. 2. Ділянки моделювання інфрачервоного трубчастого газового обігрівача

Математичну модель теплового і гідравлічного режимів для ділянок 1, 2, 4 і 5 наведено у вигляді системи рівнянь теплообміну і рівнянь руху теплоносія в [1 – 3].

Під час згоряння горючих газів у потоці повітря утворюється газоповітряна суміш, що містить водяні пари. Під час руху суміші вздовж випромінювальної труби її температура зменшується, що викликає конденсацію водяної пари з газоповітряної суміші. Умовою випадання конденсату є відповідність температури газоповітряної суміші ($T_{z.c}$) температурі насичення водяної пари (T_{eg}) за його парціального тиску:

$$T_{z.c} = T_{eg}(P_n) \quad (1)$$

Парціальний тиск водяної пари визначається співвідношенням:

$$P_n = \alpha_n \cdot P, \quad (2)$$

де: α_n – об'ємна концентрація водяної пари в газоповітряній суміші;

P – тиск газоповітряної суміші всередині випромінювальної труби.

Об'ємна концентрація водяної пари (α_n) є постійною від точки повного згоряння газу до можливої точки випадання конденсату. Цю величину можна розрахувати за реакціями горіння горючого газу, його об'ємним складом, коефіцієнтом надлишку повітря і його вологості [5].

На рисунку 3 показано ділянку моделювання 3.

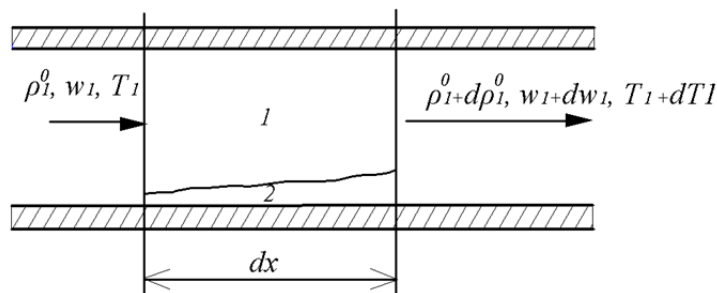


Рис. 3. Ділянка руху і теплообміну двофазного потоку всередині випромінювальної труби:

1 – газоповітряна суміш (газоподібна фаза); 2 – конденсат (рідка фаза);
 ρ_1^0, w_1, T_1 – істинна густина, середня швидкість і абсолютна температура газоповітряної суміші

Об'ємні концентрації газоповітряної суміші і конденсату в двофазному потоці можливо визначити співвідношеннями:

$$\alpha_1 = \frac{F_1}{F}; \quad \alpha_2 = \frac{F_2}{F}, \quad (3)$$

де: α_1, α_2 – об'ємні концентрації газоповітряної суміші і конденсату в двофазному потоці;
 F – загальна площа перерізу трубопроводу;

F_1 – площа перерізу трубопроводу, яку займає газоповітряна суміш;

F_2 – площа перерізу трубопроводу, яку займає конденсат.

Густина газоповітряної суміші і конденсату в двофазному потоці:

$$\rho_1 = \alpha_1 \cdot \rho_1^0; \quad \rho_2 = \alpha_2 \cdot \rho_2^0, \quad (4)$$

де: ρ_1^0, ρ_2^0 – справжня густина газоповітряної суміші й конденсату.

Позначимо: M_{ex1}, M_{ex2} – масові витрати газоповітряної суміші і конденсату на вході виділеної ділянки. Маємо вирази:

$$M_{ex1} = \rho_1^0 \cdot w_1 \cdot F_1 = \rho_1^0 \cdot w_1 \cdot \alpha_1 \cdot F = \rho_1 \cdot w_1 \cdot F \quad (5)$$

$$M_{ex2} = \rho_2^0 \cdot w_2 \cdot F_2 = \rho_2^0 \cdot w_2 \cdot \alpha_2 \cdot F = \rho_2 \cdot w_2 \cdot F \quad (6)$$

На виході виділеної ділянки масові витрати складових двофазного потоку змінюються. Позначимо: M_{vux1}, M_{vux2} – масові витрати (відповідно) газоповітряної суміші і конденсату на виході виділеної ділянки.

Параметри течії на виході також змінюються і стають рівними:

параметри газоповітряної суміші:

$$\rho_1^0 + d\rho_1^0; \quad w_1 + dw_1; \quad \alpha_1 + d\alpha_1; \quad T_1 + dT_1; \quad (7)$$

параметри конденсату:

$$\rho_2^0 = const; \quad w_2 + dw_2; \quad \alpha_2 + d\alpha_2; \quad T_2 + dT_2. \quad (8)$$

Позначимо через m – об'ємну густину розподілених в об'ємі джерел фазового переходу, $\text{кг/м}^3 \cdot \text{с}$. Тоді:

$$M_{vux1} - M_{ex1} = -mFdx; \quad (9)$$

$$M_{vux2} - M_{ex2} = mFdx. \quad (10)$$

Рівняння збереження маси:

$$\frac{1}{F} \cdot \frac{d}{dx} (\rho_1 w_1 F) = -m; \quad (11)$$

$$\frac{1}{F} \cdot \frac{d}{dx} (\rho_2 w_2 F) = m. \quad (12)$$

Рівняння руху:

$$\rho_1 w_1 \frac{dw_1}{dx} = -\alpha_1 \frac{dP}{dx} - m(w_{12} - w_1) - \frac{\lambda_1}{D} \rho_1^0 \frac{w_1^2}{2} + (\rho_a - \rho_1^0) gdh; \quad (13)$$

$$\rho_2 w_2 \frac{dw_2}{dx} = -\alpha_2 \frac{dP}{dx} + m(w_{12} - w_2) - \frac{\lambda_2}{D} \rho_2^0 \frac{w_2^2}{2} + \rho_2^0 gdh. \quad (14)$$

Рівняння енергії:

$$\rho_1 w_1 F d \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = -mFdx \left[i_{12} - i_1 + \frac{(w_{12}^2 - w_1^2)}{2} \right] - dQ_1; \quad (15)$$

$$\rho_2 w_2 F d \left(i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = m F d x \left[i_{12} - i_2 + \frac{(w_{12}^2 - w_2^2)}{2} \right] + dQ_1 - dQ_{2w}. \quad (16)$$

$$dQ_1 = dQ_{1k} = \pi D d x \alpha_1 (T_1 - T_2); \quad (17)$$

$$dQ_{2w} = D_2 d x \alpha_{2w} (T_2 - T_w); \quad (18)$$

$$dQ_3 = \pi D d x \alpha_2 (T_w - T_0). \quad (19)$$

де: w_{12} , i_{12} – параметри обмінюваної маси;

D_2 – змочений периметр рідкого середовища;

dQ_1 – тепловий потік від газоповітряної суміші до конденсату конвекцією;

dQ_{2w} – тепловий потік, який передається конденсатом поверхні трубопроводу;

dQ_3 – тепловий потік, який передається поверхнею труби в навколишній простір.

Систему рівнянь математичної моделі трубчастого газового нагрівача в зоні конденсації водяної пари можна використовувати для розрахунку теплового і гідравлічного режимів. Для цього потрібно чисельно інтегрувати систему рівнянь (11) – (19) за відомих початкових умов. Початкові умови визначаються з розрахунку попередньої ділянки течії, а саме – як кінцеві умови для параметрів на ділянці 2 – основної зони трубчастого нагрівача.

Висновки. 1. Проаналізовано перебіг і теплообмін для трубчастих газових нагрівачів з урахуванням явища конденсації водяних парів із газоповітряної суміші, яка рухається в трубчастій частині нагрівача, під час охолодження газоповітряної суміші. Виділено характерні ділянки течії і теплообміну, починаючи від газового пальника до перетину виходу відпрацьованої газоповітряної суміші в навколишнє середовище.

2. Складено рівняння математичної моделі ділянки, що описують процеси руху і теплообміну газоповітряної суміші і конденсату всередині випромінювальної труби до витяжного вентилятора.

3. Указано можливість використання розробленої математичної моделі для розрахунку параметрів течії і теплообміну обігрівачів.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. **Иродов В. Ф.** Математическое моделирование элементарного участка системы воздушно-лучистого отопления / В. Ф. Иродов, Л. В. Солод., А. В. Кобыща // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д. : ПДАБА, 2001. – № 4. – С. 41 – 46.

2. **Солод Л. В.** Метод розрахунку і раціональні параметри інфрачервоних трубчастих газових обігрівачів: автореф канд. дис. 05. 23. 03. – Харків: ХДТУБА, 2011. – 20 с.

3. **Дудкин К.** Расчет теплового и гидравлического режима при проектировании многоконтурных трубчатых газовых нагревателей / К. Дудкин, В. Ткачева, В. Данишевский // Theoretical Foundations of Civil Engineering, Polish – Ukrainian transactions. – Vol. 20. – Warsaw: Warsaw University of Technology, 2013. – P. 531 – 536.

4. **Меренков А. П.** Теория гидравлических цепей / А. П. Меренков, В. Я. Хасилев. – М. : Наука, 1985. – 278 с.

5. **Стаскевич Н. Л.** Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н. Л. Стаскевич, Г. Н. Северинец, Д. Я. Вигдорчик. – Л. : Недра, 1990. – 762 с.

SUMMARY

Statement of the problem. Infrared tubular gas heaters are designed for burning gas, moving of the heated products of combustion with air inside the tubular heater and heating of the room where the heater is installed with the help of radiant and convective heat exchange with space of the room. Tubular gas heaters are simultaneously sources of heat supply and heating devices. Using of these heaters provides fuel economy and uniform distribution of comfortable heat. Maximum fuel economy

can be achieved through using of the mode of condensation of water vapor from the gas-air mixture in the construction of heater. In mathematical models of tubular gas heaters heater is considered as a hydraulic chain with distributed and adjustable parameters by the terminology of the theory of hydraulic chains. However, these mathematical models do not take into account the condensing mode of the work of heaters. The purpose of the article is to build a mathematical model of hydraulic and thermal modes of the area of infrared tubular heaters for the zone of condensation of water vapor from the gas-air mixture. Flow and heat exchange for the tubular gas heaters with regard to the phenomenon of condensation of water vapors from the gas-air mixture, which moves in the tubular part of the heater under cooling of the gas-air mixture are analyzed. Specific areas of flow and heat exchange, starting from the gas burner until intersection of the outlet of fulfilled gas-air mixture into the environment are highlighted. Equations of mathematical model which describe the processes of motion and heat exchange of gas-air mixture and condensate inside the radiating tube are compiled. The possibility of using the developed mathematical model for calculation of the parameters of the flow and heat exchange of the heaters is indicated.

REFERENCES

1. Irodov V. F. Matematicheskoe modelirovanie jelementarnogo uchastka sistemy vozdušno-luchistogo otoplenija / V. F. Irodov, L. V. Solod., A. V. Kobyshha // Visnik Pridniprovs'koï derzhavnoï akademii budivnictva ta arhitekturi. – D. : PDABA, 2001. – № 4. – S. 41 – 46.
2. Solod L. V. Metod rozrahunku i racional'ni parametri infrachervonih trubchastih gazovih obigrivachiv: avtoref kand. dis. 05. 23. 03. – Harkiv: HDTUBA, 2011. – 20 s.
3. Dudkin K. Raschet teplovogo i gidravlicheskogo rezhima pri proektirovanii mnogokonturnyh trubchatyh gazovyh nagrevatelej / K. Dudkin, V. Tkacheva, V. Danishevskij // Theoretical Foundations of Civil Engineering, Polish – Ukrainian transactions. – Vol. 20. – Warsaw: Warsaw University of Technology, 2013. – P. 531 – 536.
4. Merenkov A. P. Teorija gidravlicheskih cepej / A. P. Merenkov, V. Ja. Hasilev. – M. : Nauka, 1985. – 278 s.
5. Staskevich N. L. Spravochnik po gazosnabzheniju i ispol'zovaniju gaza / N. L. Staskevich, G. N. Severinec, D. Ja. Vigdorichik. – L. : Nedra, 1990. – 762 s.

УДК 539.3/8

ОПІР КОЧЕННЮ ПЛАТФОРМИ ПО КОТКАХ

*Л. М. Бондаренко, к. т. н., доц., В. Д. Бондаренко, к. т. н., доц.,
Г. К. Дьомін, к. т. н., доц., В. В. Лозова, студ.*

Ключові слова: опір коченню, коефіцієнт тертя кочення, форми котків, механічні характеристики контактуючих тіл

Постановка проблеми. Опору при переміщеннях тіл по котках здавна приділялася значна увага науковців. Результати їх досліджень вже стали класикою [3; 5], але і досі ця тема є актуальною [2].

Аналіз публікацій. Перші експерименти з вивчення опору коченню належать Ш. Кулону, який у 1785 році сформулював закон тертя кочення (рис. 1):

$$k = \frac{FD}{2R} \quad (1)$$

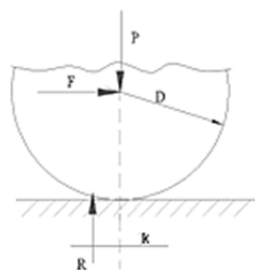


Рис. 1. До визначення коефіцієнта тертя кочення по Ш. Кулону