

УДК 621.181.7: 536.24

Д. В. Степанов, к. т. н., доц. ; С. Й. Ткаченко д. т. н, проф.; Л. А. Боднар, магістр;  
Т. Ю. Загаєцька, студ.

Д. В. Степанов, к. т. н., доц.; С. И. Ткаченко д. т. н, проф.; Л. А. Боднар, магистр;  
Т. Ю. Загаецкая, студ.

D. Stepanov, Cand. Sc. (Eng.), Assist. Prof.; S. Tkachenko, Dr. Sc. (Eng.), Prof.;  
L. Bodnar, M. S.; T. Zahaetska, Student

## ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ТЕПЛОВИХ РОЗРАХУНКІВ ЖАРОТРУБНИХ ПУЧКІВ КОТЛІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

### ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ЖАРОТРУБНЫХ ПУЧКОВ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

#### DEPENDENCES FOR THERMAL CALCULATIONS OF FLUE TUBE BANKS OF SMALL CAPACITY BOILERS

*Розглянуто відомі залежності для теплових розрахунків жаротрубних елементів котлів малої потужності. Проведено порівняння результатів та зіставлення з нормативним методом теплового розрахунку котлоагрегатів.*

*Рассмотрены известные зависимости для тепловых расчетов жаротрубных элементов котлов малой мощности. Проведено сравнение расчетных результатов и сопоставление с нормативным методом теплового расчета котлоагрегатов.*

*Known dependences for thermal calculation of flue tube elements of small capacity boilers are considered. Comparison of calculation results and correlation with normative method of boiler units thermal analysis is carried out.*

#### Вступ

В зв'язку з погіршенням стану обладнання комунальних теплопостачальних організацій, зростанням цін на теплову енергію та загальною газифікацією території України виникає суттєвий попит на газове котельне обладнання малої потужності (до 100 кВт) для опалення житлових та громадських будівель.

Переважає більшість вітчизняних та закордонних виробників використовують сталеві жаротрубні поверхні, коли, на відміну від котлів великої потужності, димові гази рухаються по трубах, а вода у великому об'ємі омиває труби ззовні. Така конструкція простіша і унеможливорює закипання води в котлі.

На жаль, швидкий темп виробництва опалювальних котлів випереджає науково-технічне забезпечення їх розробки. На даний момент, наскільки нам відомо, немає загальних принципів розробки водогрійних котлів малої потужності, а також рекомендації щодо їх теплового, аеро- та гідродинамічного розрахунку. Тому аналіз відомих залежностей для розрахунку процесів теплообміну в жаротрубних елементах таких котлів є актуальним.

#### Вступление

В связи с ухудшением состояния оборудования коммунальных теплоснабжающих организаций, повышением цен на тепловую энергию и общей газификацией территории Украины появляется существенный спрос на газовое котельное оборудование малой мощности (до 100 кВт) для отопления жилых и общественных зданий.

Преимущественное большинство отечественных и зарубежных производителей используют стальные жаротрубные поверхности, когда, в отличие от котлов большой мощности, дымовые газы движутся по трубам, а вода в большом объеме омывает трубы снаружи. Такая конструкция

более простая и исключает возможность закипания воды в котле.

К сожалению, высокий темп производства отопительных котлов опережает научно-техническое обеспечение их разработки. На данный момент, насколько нам известно, нет общих принципов разработки водогрейных котлов малой мощности, а также рекомендаций по их тепловому, аэро- и гидродинамическому расчету. Поэтому анализ существующих зависимостей для расчета процессов теплообмена в жаротрубных элементах таких котлов является актуальным.

### Intoduction

Due to worsening of the state of equipment of municipal heat supply companies, price growth for thermal energy and general gasification of the territory of Ukraine, gas boiler equipment of small capacity (up to 100 kW) for heating of housing and public buildings is in large demand.

Greater part of home and foreign producers use steel flue tube surfaces, wherein, unlike boilers of large capacity, flue gases move in pipes, and water in large volume flows around pipes from the outside. Such design is simpler and prevents water from boiling.

Unfortunately, the rapid rate of manufacturing of heating boilers passes ahead the scientific and technical provision of their development. Now, as far as we know, there are no general principles of development of hot-water boilers of small capacity and also recommendations on their thermal, air- and hydrodynamic calculation. Therefore the analysis of existing dependences for the calculation of heat exchange processes in flue tube elements of such boilers is actual.

### Результати досліджень

В даній роботі проведено зіставлення результатів розрахунків за залежностями нормативного методу (НМ) теплового розрахунку котлів [1, 2] та критеріальних залежностей за інтенсивністю тепловіддачі для умов роботи жаротрубних елементів водогрійних котлів потужністю до 100 кВт [3—5].

Для розрахунку тепловіддачі від газів в НМ запропоновано залежність [1]

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda_g}{d_{int}} \left( \frac{w_g d_{int}}{\nu_g} \right)^{0,8} Pr_g^{0,4} C_L C_f, \quad (1)$$

де  $\lambda_g$ ,  $\nu_g$ ,  $Pr_g$  — коефіцієнт теплопровідності, кінематичної в'язкості та критерій Прандтля для середньої температури газів  $\bar{\vartheta}_g$ , Вт/(м·К), м<sup>2</sup>/с (коефіцієнт теплопровідності, кінематической вязкости и критерий Прандтля при средней температуре газов  $\bar{\vartheta}_g$ , Вт/(м·К), м<sup>2</sup>/с; thermal conductivity, kinematic viscosity and Prandtl number at average temperature of gases  $\bar{\vartheta}_g$ , Wt/(m·K), m<sup>2</sup>/s);  $d_{int}$  — внутрішній діаметр труби, м (внутренний диаметр трубы, м; internal diameter of pipe, m);  $C_L$ ,  $C_f$  — коефіцієнти за номограмою 11 [1] (коефіцієнти по номограмме 11 [1]; coefficients by nomograph 11 [1]).

Слід зауважити, що в НМ не враховується відмінність між ламінарним та турбулентним рухом потоку. Для умов ламінарного поздовжнього омивання в трубі, які відповідають реальним умовам роботи котлів, можуть бути використані залежності [3, 4]

$$\alpha_1 = 1,4 \frac{\lambda_g}{d_{int}} \left( \frac{w_g d_{int}}{\nu_g} \cdot \frac{d_{int}}{L} \right)^{0,4} Pr_g^{0,33}; \quad (2)$$

$$\alpha_1 = 0,037 \frac{\lambda_g}{d_{int}} \left( \frac{w_g d_{int}}{\nu_g} \right)^{0,75} Pr_g^{0,43} \left( \frac{\mu_w}{\mu_g} \right)^{-0,25}, \quad (3)$$

де  $L$  — довжина труби, м (длина трубы, м; length of pipe, m);  $\mu_w$ ,  $\mu_g$  — коефіцієнти динамічної в'язкості для температури стінки  $t_w$  та  $\bar{\vartheta}_g$ , Па·с (коефіцієнти динамической вязкости при температуре стенки  $t_w$  и  $\bar{\vartheta}_g$ , Па·с; coefficients of dynamic viscosity at the temperature of wall  $t_w$  and  $\bar{\vartheta}_g$ , Pa·s).

Температура стінки визначена з урахуванням температур теплоносіїв, коефіцієнтів тепловіддачі з обох боків та термічного опору стінки.

Під час проведення розрахунків були прийняті такі початкові дані, що наближені до умов роботи водогрійного котла потужністю до 100 кВт:  $\bar{\vartheta}_g = 500$  °С;  $d_{int} = 0,03$  м;  $w_g = 1,5$  м/с;  $L = 0,4$  м, те-

температура газів на виході з труби 150 °С; температура води на вході в міжтрубний простір 60 °С, на виході 80 °С; схема руху теплоносіїв – прямоток; коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води  $\alpha_2 = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Результати розрахунків показані на рис. 1.

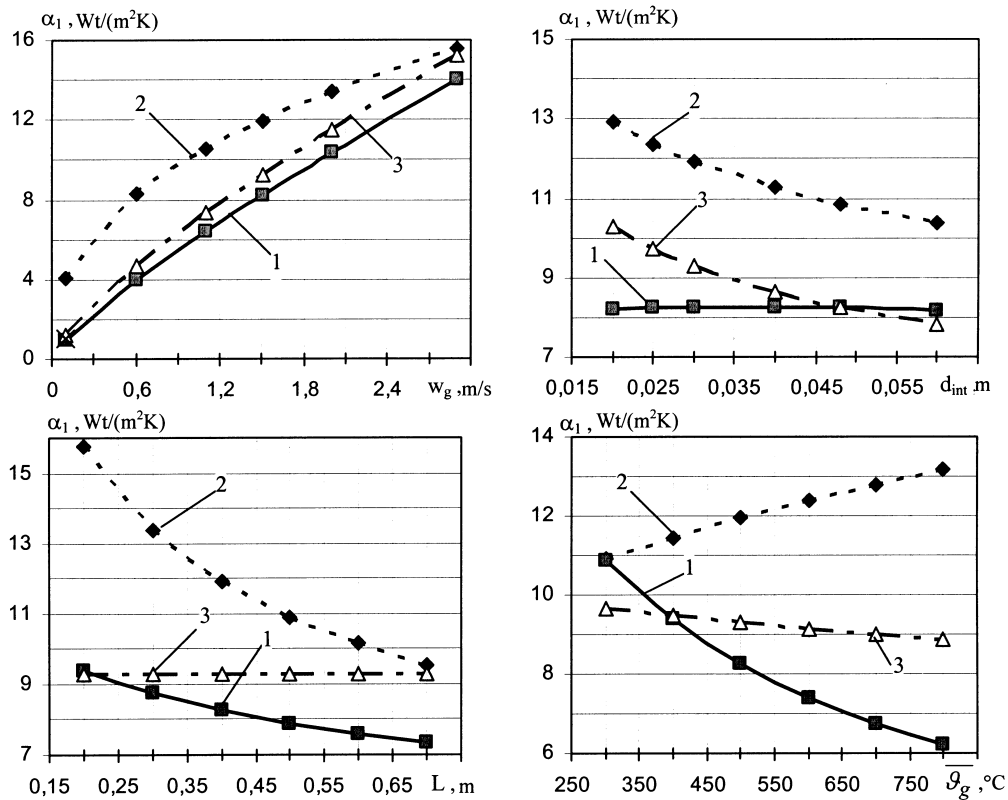


Рис. 1. Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі від газів до стінки труби: 1 – за формулою (1); 2 – за (2); 3 – за (3)

Рис. 1. Сравнение коэффициентов теплоотдачи от газов к стенке трубы: 1 – по формуле (1); 2 – по (2); 3 – по (3)

Fig. 1. Comparison of convective heat exchange coefficients from gases to the wall of pipe: 1 – by the formula (1); 2 – by (2); 3 – by (3)

Порівняння результатів, показує, що залежність (2) дає вищі значення коефіцієнта тепловіддачі, ніж формула (1) на всьому діапазоні зміни параметрів. Це, в першу чергу, можна пояснити врахуванням ламінарності потоку. Найбільші розходження, що складають до 70 %, спостерігаються для малих діаметрів та довжин труб, а саме в таких умовах відбувається теплообмін в котлах малої потужності. Криві, розраховані за (3), в цілому близькі до значень, розрахованих за НМ. Формально така залежність максимально відповідає умовам роботи жаротрубних елементів, оскільки розроблена для умов протилежного напрямку руху потоку газів і дії вільної конвекції. Але її недоліком є неврахування впливу довжини труби, що є важливим фактором.

Тому на даному етапі досліджень, для розрахунків тепловіддачі від газів до стінки жаротрубного елемента водогрійного котла потужністю до 100 кВт з природним рухом газів можна рекомендувати залежність (2).

Для виявлення умов тепловіддачі від стінки вертикального жаротрубного елемента до води слід розглянути особливості побудови водяного контуру котла. Рух води в котлі спричинений природною чи вимушеною циркуляцією в системі опалення, до якої він підключений. Тому створюється режим вимушеного поздовжнього омивання труб. Як показують розрахунки, швидкість води в міжтрубному просторі не більша 0,01 м/с, тому рух води наближається до вільноконвективного. Крім того, компоновання більшості котлів виконано таким чином, що потік води на вході в жаротрубні пучки перпендикулярний осям труб, тому виникає поперечне омивання відповідних коридорних чи шахових пучків. В роботі розглянуто інтенсивність тепловіддачі у вищенаведених варіантах організації теплообміну.

Для розрахунку вільноконвективної тепловіддачі біля вертикальної поверхні використано залежності [4, 5]

$$\alpha_2 = 0,75 \left( \frac{g\beta_L (t_w - t_L) L^3 \cdot Pr_L}{\nu_L^2} \right)^{0,25} \left( \frac{Pr_L}{Pr_w} \right)^{0,25} \frac{\lambda_L}{L}; \quad (4)$$

$$\alpha_2 = 0,067 \left( \frac{g\beta_L (t_w - t_L) L^3}{\nu_L^2} \right)^{0,33} (Pr_L)^{0,43} \frac{\lambda_L}{L}, \quad (5)$$

де  $t_L, t_w$  — середня температура рідини та стінки, °С (средняя температура жидкости и стенки, °С; average temperature of the fluid and the wall, °С);  $\beta_L, \nu_L, Pr_L, \lambda_L$  — теплофізичні властивості води при температурі  $t_L$  (теплофизические свойства воды при температуре  $t_L$ ; thermophysical properties of water at the temperature  $t_L$ );  $Pr_w$  — критерій Прандтля води при температурі  $t_w$  (критерий Прандтля воды при температуре  $t_w$ ; Prandtl number of water at the temperature  $t_w$ ).

Для розрахунку тепловіддачі в режимі поперечного омивання шахових пучків наведено такі залежності [1, 5]:

$$\alpha_2 = 0,3 \frac{\lambda_L}{d_{ext}} \left( \frac{w_L d_{ext}}{\nu_L} \right)^{0,6} Pr_L^{1/3} C_s C_z; \quad (6)$$

$$\alpha_2 = 0,41 \frac{\lambda_L}{d_{ext}} \left( \frac{w_L d_{ext}}{\nu_L} \right)^{0,6} Pr_L^{1/3} \left( \frac{Pr_L}{Pr_w} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_i, \quad (7)$$

де  $C_s, C_z$  — коефіцієнти з номограми 8 [1] (коэффициенты по номограмме 8 [1]; coefficients by nomograph 8 [1]);  $\varepsilon_s, \varepsilon_i$  — коефіцієнти (коэффициенты; coefficients).

Коефіцієнти  $\varepsilon_s, \varepsilon_i$  залежать від кількості рядів та щільності пучка.

Для умов котлів малої потужності прийнято  $C_s = 1, C_z = 0,948, \varepsilon_s = 0,957, \varepsilon_i = 0,86$ .

Для визначення швидкості в пучку його висоту прийнято рівною половині висоти труби, крок труб ( $d_{ext} + 12$  мм).

Для виявлення інтенсивності тепловіддачі в умовах вимушеного поздовжнього омивання труб використано залежності [1, 4]

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda_L}{d_{ek}} \left( \frac{w_L d_{ek}}{\nu_L} \right)^{0,8} Pr_L^{0,4} C_L C_t; \quad (8)$$

$$\alpha_2 = 0,35 \frac{\lambda_L}{d_{ek}} \left( \frac{w_L d_{ek}}{\nu_0} Pr_0 \frac{d_{ek}}{L} \right)^{0,3} \left( \frac{g\beta_L (t_w - t_L) L^3}{\nu_0^2} Pr_0 \frac{d_{ek}}{L} \right)^{0,18} \left( \frac{t_w - t'}{t_w - t_L} \right), \quad (9)$$

де  $d_{ek}$  — еквівалентний діаметр каналу, зайнятого жаротрубним пучком, м (эквивалентный диаметр канала, занятого жаротрубным пучком, м; equivalent channel diameter, taken by shell-type bundle, m);  $C_t$  — поправочний коефіцієнт з номограми 13 [1] (поправочный коэффициент по номограмме 13 [1]; correction coefficient by the nomograph 13 [1]);  $\nu_0, Pr_0$  — теплофізичні властивості води при температурі  $t_0 = 0,5(t_w + t_L)$  (теплофизические свойства воды при температуре  $t_0 = 0,5(t_w + t_L)$ ; thermophysical properties of water at the temperature  $t_0 = 0,5(t_w + t_L)$ );  $t'$  — температура води на вході в котел, °С (температура воды на входе в котел, °С; temperature of the water at boiler intake, °С).

В розрахунках для  $d_{ext} = 0,025 \dots 0,065$  м прийнято  $d_{ek} = 0,05 \dots 0,085$  м.

Під час проведення розрахунків були прийняті такі початкові дані, що наближені до умов роботи водогрійного котла потужністю до 100 кВт:  $\bar{\vartheta}_g = 500$  °С;  $d_{ext} = 0,035$  м; витрата рідини  $G_L = 1,4$  м<sup>3</sup>/год;  $L = 0,4$  м, середня температура води  $t_L = 70$  °С, нагрів води в котлі 20 °С; схема руху теплоносіїв — прямоток; коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки взятий з попередніх досліджень відповідно до початкових умов. Результати розрахунків показані на рис. 2.

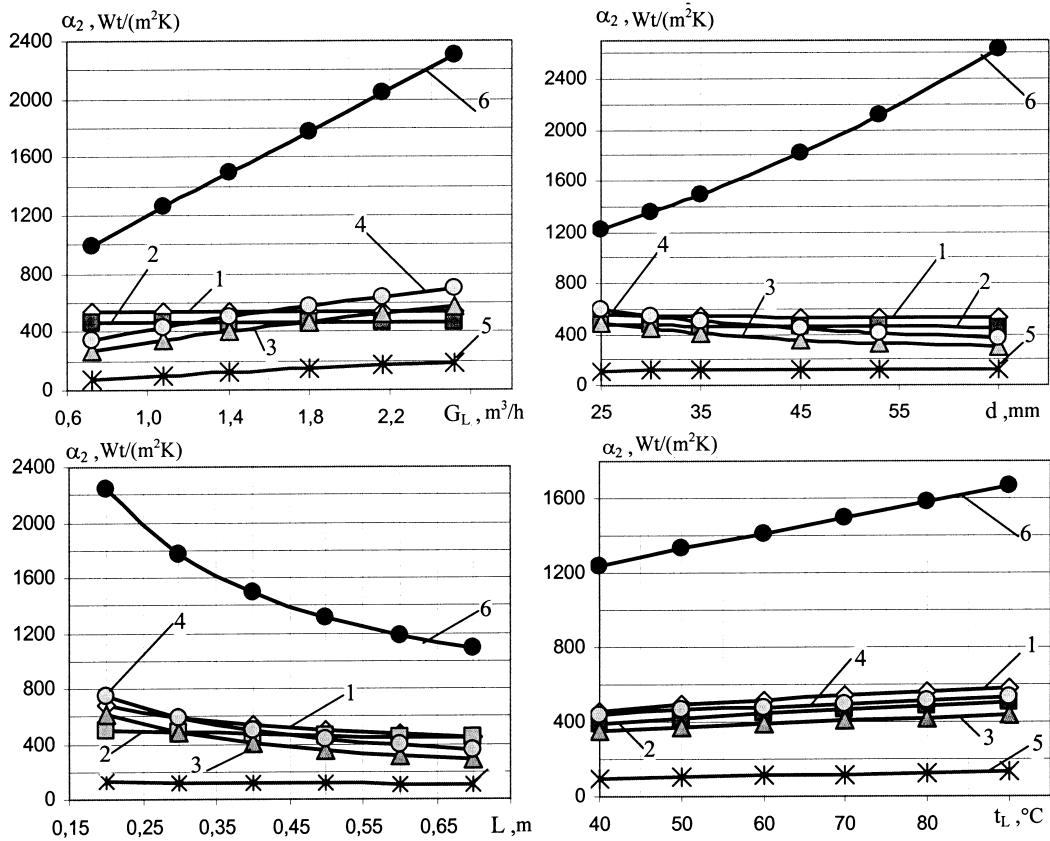


Рис. 2. Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі від стінки труби до води: 1 – за формулою (4); 2 – за (5); 3 – за (6); 4 – за (7); 5 – за (8); 6 – за (9)

Рис. 2. Сравнение коэффициентов теплоотдачи от стенки трубы к воде: 1 – по формуле (4); 2 – по (5); 3 – по (6); 4 – по (7); 5 – по (8); 6 – по (9)  
 Fig. 2. Comparison of convective heat exchange coefficients from the wall of the pipe to water: 1 – by the formula (4); 2 – by (5); 3 – by (6); 4 – by (7); 5 – by (8); 6 – by (9)

Як видно із графіків на рис. 2, формула (8), запропонована в НМ для поздовжнього омивання дає занижені значення коефіцієнтів тепловіддачі. Результати, отримані для вільноконвективної тепловіддачі та поперечного омивання шахового пучка, в наведених діапазонах зміни параметрів розташовуються в області 300...600 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Згідно з розрахунком тепловіддача для омивання коридорного пучка на 4...11 % нижче, ніж для шахового пучка в тому ж діапазоні параметрів. Залежність (9) розроблена для випадку сумісної односпрямованої дії вільної конвекції та поздовжнього омивання труб, тому отримані результати найбільші і перевищують сумарне значення коефіцієнтів тепловіддачі для вільної та вимушеної конвекції. Крім того, слід зазначити, що залежність (9) дещо ускладнена і потребує врахування температури води на вході в котел.

Враховуючи вищенаведене, на даному етапі досліджень для розрахунку інтенсивності тепловіддачі від стінки до води в жаротрубних котлах малої потужності можна рекомендувати залежності (4) та (9).

Надійність та довговічність роботи водогрійного котла малої потужності в великій мірі визначається температурою стінки жарової труби з боку газів. Крім того, значення такої температури впливає на інтенсивність випромінювання від газів, а звідси, і на розміри котла. Для розрахунків використано такі залежності [1–3]

$$t_w = \bar{\vartheta}_g - \frac{q}{\alpha_1} = \bar{\vartheta}_g - \frac{\bar{\Delta t}}{\alpha_1 (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_w/\lambda_w)}; \tag{10}$$

$$t_w = t_L + \left( \frac{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2}{\psi} - \frac{1}{\alpha_1} \right) q = t_L + \left( \frac{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2}{\psi} - \frac{1}{\alpha_1} \right) \frac{\bar{\Delta t}}{(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_w/\lambda_w)}; \tag{11}$$

$$t_w = t_L + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot q = t_L + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{\overline{\Delta t}}{(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_w/\lambda_w)}; \quad (12)$$

$$t_w = t_L + \Delta t, \quad (13)$$

де  $q$  — питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup> (удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>; specific heat flux Wt/m<sup>2</sup>);  $\delta_w$ ,  $\lambda_w$  — товщина та теплопровідність стінки труби, м, Вт/(м·К) (толщина и теплопроводность стенки трубы, м, Вт/(м·К); thickness and thermal-conductivity of the wall of the pipe, m, Wt/(m·K));  $\varepsilon$  — коефіцієнт забруднення поверхні, (м<sup>2</sup>·К)/Вт (коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт; coefficient of surface contamination (m<sup>2</sup>·K)/Wt);  $\overline{\Delta t}$  — температурний напір, в даному випадку визначений за середньоарифметичним законом, °С (температурный напор, в данном случае определенный по среднеарифметическому закону, °С; temperature pressure, in this case determined by arithmetic mean law, °С);  $\psi$  — коефіцієнт теплової ефективності поверхні (коэффициент тепловой эффективности; coefficient of thermal efficiency of the surface);  $\Delta t$  — різниця температур, °С (разница температур, °С; temperature difference, °С).

За початкові дані взято:  $\overline{\vartheta}_g = 500$  °С;  $t_L = 70$  °С;  $\alpha_1 = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_2 = 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_w = 2,5$  мм;  $\lambda_w = 50$  Вт/(м·К); згідно з рекомендаціями [2], в разі спалювання природного газу береться  $\varepsilon = 0,0015$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт; згідно з [1] для спалювання природного газу береться  $\psi = 0,85$ , а  $\Delta t = 25$  °С. Результати розрахунків показані на рис. 3.

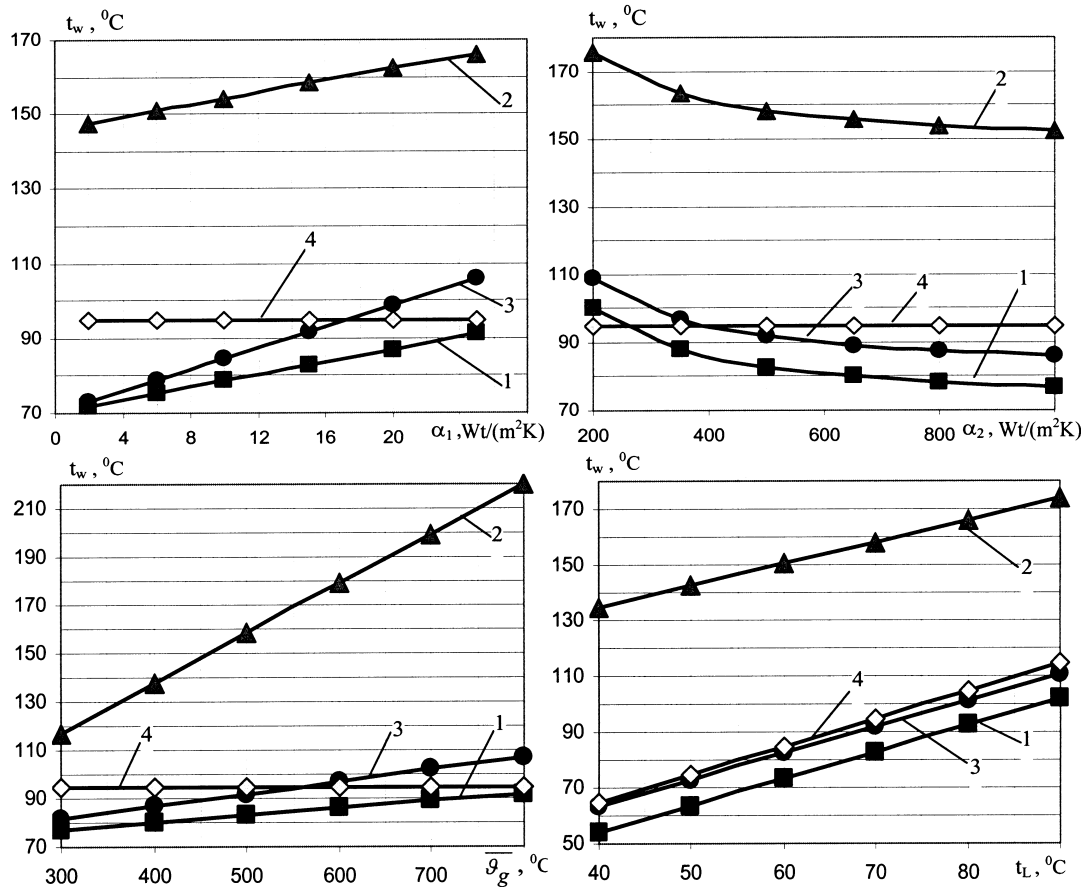


Рис. 3. Порівняння розрахункових температур стінки жарової труби з боку газів:  
1 – за формулою (10), 2 – за (11), 3 – за (12), 4 – за (13)

Рис. 3. Сравнение расчетных температур стенки жаровой трубы со стороны газов:  
1 – по формуле (10), 2 – по (11), 3 – по (12), 4 – по (13)

Fig. 3. Comparison of calculated temperatures of flue tube wall from the side of gases  
1 – by the formula (10), 2 – by (11), 3 – by (12), 4 – by (13)

Коефіцієнт теплової ефективності враховує погіршення характеристик пучка в зв'язку з забрудненням, нерівномірним омиванням поверхні тощо. Як видно з графіків, розрахунок за  $\psi$  дає за-

вищену температуру стінки труби, що призводить до зменшення тепловіддачі випромінюванням і виникнення поверхневого кипіння води, чого не відбувається на практиці. Інші залежності дають близькі результати, але залежність (13) не може бути рекомендована, оскільки вона не дозволяє враховувати вплив інтенсивності теплообміну.

### Результаты исследований

В данной работе проведено сопоставление результатов расчетов по зависимостям нормативного метода (НМ) теплового расчета котлов [1, 2] и критериальных зависимостей по интенсивности теплоотдачи для условий работы жаротрубных элементов водогрейных котлов мощностью до 100 кВт [3–5].

Для расчета теплоотдачи от газов в НМ предложена зависимость (1).

Следует заметить, что в НМ не учитывается отличие между ламинарным и турбулентным движением потока. Для условий ламинарного продольного омывания в трубе, которые отвечают реальным условиям работы котлов, могут быть использованы зависимости (2) и (3).

Температура стенки определена с учетом температур теплоносителей, коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон и термического сопротивления стенки.

Во время проведения расчетов были приняты следующие начальные данные, приближенные к условиям работы водогрейного котла мощностью до 100 кВт:  $\bar{\vartheta}_g = 500$  °С;  $d_{int} = 0,03$  м;  $w_g = 1,5$  м/с;  $L = 0,4$  м, температура газов на выходе из трубы 150 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство 60 °С, на выходе 80 °С; схема движения теплоносителей — протокот; коэффициент теплоотдачи от стенки к воде  $\alpha_2 = 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Результаты расчетов представлены на рис. 1.

Сравнение результатов показывает, что зависимость (2) дает более высокие значения, чем формула (1) на всем диапазоне изменения параметров. Это, в первую очередь, можно объяснить учетом ламинарности потока. Наибольшие расхождения, составляющие до 70 %, наблюдаются при малых диаметрах и длинах труб, а именно в таких условиях происходит теплообмен в котлах малой мощности. Кривые, рассчитанные по (3) в целом близки к значениям, рассчитанным по НМ. Формально такая зависимость максимально отвечает условиям работы жаротрубных элементов, поскольку разработана для условий противоположного направления движения потока газов и действия свободной конвекции. Но ее недостатком является не учитывание влияния длины трубы, что является важным фактором.

Поэтому на данном этапе исследований для расчетов теплоотдачи от газов к стенке жаротрубного элемента водогрейного котла мощностью до 100 кВт с природным движением газов можно рекомендовать зависимость (2).

Для выявления условий теплоотдачи от стенки вертикального жаротрубного элемента к воде следует рассмотреть особенности устройства водяного контура котла. Движение воды в котле вызвано природной или вынужденной циркуляцией в системе отопления, к которой он подключен. Поэтому создается режим вынужденного продольного омывания труб. Как показывают расчеты, скорость воды в межтрубном пространстве не более 0,01 м/с, поэтому движение воды приближается к свободноконвективному. Кроме того, компоновка большинства котлов выполнена таким образом, что поток воды на входе в жаротрубные пучки перпендикулярен осям труб, поэтому возникает поперечное омывание соответствующих коридорных или шахматных пучков. В работе рассмотрена интенсивность теплоотдачи в вышеприведенных вариантах организации теплообмена.

Для свободноконвективной теплоотдачи возле вертикальной поверхности использованы зависимости (4) и (5).

Для расчета теплоотдачи в режиме поперечного омывания шахматных пучков приведены зависимости (6) и (7).

Коэффициенты  $\varepsilon_s$ ,  $\varepsilon_i$  зависят от количества рядов и плотности пучка.

Для условий котлов малой мощности принято  $C_s = 1$ ,  $C_z = 0,948$ ,  $\varepsilon_s = 0,957$ ,  $\varepsilon_i = 0,86$ .

Для определения скорости в пучке его высота принята равной половине высоты трубы, шаг труб ( $d_{ext} + 12$  мм).

Для выявления интенсивности теплоотдачи в условиях вынужденного продольного омывания труб использованы зависимости (8) и (9).

В расчетах для  $d_{ext} = 0,025 \dots 0,065$  м принято  $d_{ek} = 0,05 \dots 0,085$  м.

Во время проведения расчетов были приняты следующие начальные данные, приближенные к

условиям работы водогрейного котла мощностью до 100 кВт:  $\bar{\vartheta}_g = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $d_{ext} = 0,035 \text{ м}$ ; расход жидкости  $G_L = 1,4 \text{ м}^3/\text{час}$ ;  $L = 0,4 \text{ м}$ ; средняя температура воды  $t_L = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ; нагрев воды в котле  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; схема движения теплоносителей — прамоток; коэффициент теплоотдачи от газов к стенке принят из предыдущих исследований соответственно начальным условиям.

Результаты расчетов представлены на рис. 2.

Как видно из графиков на рис. 2, формула (8), предложенная в НМ для продольного омывания, дает заниженные значения коэффициентов теплоотдачи. Результаты, полученные для свободной конвективной теплоотдачи и поперечного омывания шахматного пучка, в приведенных диапазонах изменения параметров располагаются в области  $300 \dots 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Согласно расчетам, теплоотдача при омывании коридорного пучка на  $4 \dots 11 \%$  ниже, чем для шахматного пучка в том же диапазоне параметров. Зависимость (9) разработана для случая совместного однонаправленного действия свободной конвекции и продольного омывания труб, поэтому полученные результаты наибольшие и превышают суммарное значение коэффициентов теплоотдачи для свободной и вынужденной конвекции. Кроме того, следует отметить, что зависимость (9) несколько усложнена и нуждается в учете температуры воды на входе в котел.

Учитывая вышеизложенное, на данном этапе исследований для расчета интенсивности теплоотдачи от стенки к воде в жаротрубных котлах малой мощности можно рекомендовать зависимости (4) и (9).

Надежность и долговечность работы водогрейного котла малой мощности в большой степени определяется температурой стенки жаровой трубы со стороны газов. Кроме того, значение такой температуры влияет на интенсивность излучения от газов, а отсюда, и на размеры котла. Для расчета использованы зависимости (10), (11), (12) и (13).

В качестве начальных данных принято:  $\bar{\vartheta}_g = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_L = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_1 = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_2 = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\delta_w = 2,5 \text{ мм}$ ;  $\lambda_w = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , согласно рекомендаций [2], при сжигании природного газа принимается  $\varepsilon = 0,0015 \text{ (м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ; согласно [1] для сжигания природного газа принимается  $\psi = 0,85$ , а  $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Результаты расчетов представлены на рис. 3.

Коэффициент тепловой эффективности учитывает ухудшение характеристик пучка в связи с загрязнением, неравномерным омыванием поверхности и тому подобное. Как видно из графиков, расчет по  $\psi$  дает завышенную температуру стенки трубы, что приводит к уменьшению теплоотдачи излучением и возникновению поверхностного кипения воды, чего не происходит на практике. Другие зависимости дают близкие результаты, но зависимость (13) не может быть рекомендована, поскольку она не позволяет учитывать влияние интенсивности теплообмена.

## Results of research

The given paper contains the comparison of the results of calculations by dependences of normative method (NM) of thermal calculation of boilers [1, 2] and criterial dependences by intensity of convective heat exchange of shell-type elements of — water boilers rated for 100 kWt [3—5].

For calculation of convective heat exchange from gases the dependence (1) is suggested in NM.

It should be noted that the difference between turbulent and laminar motion of the flow is not taken into account in NM. For the terms of the longitudinal laminar flowing in a pipe, which correspond to the real conditions of boilers operation, dependences (2) and (3) can be applied.

The temperature of the wall is determined taking into account the temperatures of heat-transfer agents, coefficients of conductive heat exchange on both sides and thermal resistance of the wall.

During conducting of calculations the following initial data were taken, close to the terms of operation of water boiler rated for 100 kWt:  $\bar{\vartheta}_g = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $d_{int} = 0.03 \text{ м}$ ;  $w_g = 1.5 \text{ м}/\text{s}$ ;  $L = 0.4 \text{ м}$ , temperature of gases at the exit from the pipe —  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ ; temperature of water at the entry into the inter-pipe space  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , at the output  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; scheme of motion of heat-transfer agents — parallel flow; coefficient of convective heat exchange from the wall to the water  $\alpha_2 = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . The results of calculations are shown in Fig. 1.

Comparison of the results shows that the dependence (2) gives higher values than formula (1) in the whole range of parameters change. This can be explained by laminarity of the flow. Greatest divergences, up to 70 %, are observed at small diameters and lengths of pipes, however heat exchange in the boilers of small power takes place in such conditions. Curves, computed by (3) on the whole are close to the values computed by NM. Formally such dependence maximally meets the conditions of shell-type elements operation, as it has been developed for the conditions of opposite direction of gas flow and free convection. But its drawback is that the influence of pipe length, which is an important factor is not taken into account.



Therefore on this stage of research for the calculations of convective heat exchange from gases to the wall of shell-type element of water boiler rated for 100 kW with natural gas flow dependence (2) can be suggested.

To reveal the conditions of convective heat exchange from the wall of vertical shell-type element to water we should consider the peculiarities of design of water boiler contour. The motion of water in the boiler is caused either by natural or forced circulation in heating system to which it is connected. That is why the mode of forced longitudinal flow of pipes is created. As calculations show the speed of water in the interpipe space is not greater than 0.01m/sec, therefore motion of water approaches free convection. Besides, arrangement of most boilers is performed so that flow of water at the input of shell-type bundles is perpendicular to the axes of pipes, therefore transversal flow of corresponding corridor or chess board bundles emerges. Intensity of convective heat exchange in above-mentioned versions of heat exchange arrangement is considered in the paper.

For free convective heat exchange near vertical surface dependences (4) and (5) are used.

For calculation of convective heat exchange in the mode of transversal flow of chessboard bundles dependences (6) and (7) are suggested.

Coefficients  $\varepsilon_s$ ,  $\varepsilon_i$  depend on the number of rows and density of the bundle. In case of boilers of small power  $C_s = 1$ ,  $C_z = 0.948$ ,  $\varepsilon_s = 0.957$ ,  $\varepsilon_i = 0.86$ . To determine the speed in the bundle its height is assumed to be equal half of tube height, step of tubes being ( $d_{ext} + 12$  mm). To reveal the intensity of convective heat exchange in conditions of forced longitudinal flow of tubes dependences (8) and (9) are applied.

In calculations for  $d_{ext} = 0.025 \dots 0.065$  m  $d_{ek}$  is assumed to be equal 0.05...0.085 m. While performing calculations the following initial data corresponding to operating conditions of water boiler rated for 100kW were taken:  $\overline{\vartheta}_g = 500$  °C;  $d_{ext} = 0.035$ m; fluid consumption  $G_L = 1.4$  m<sup>3</sup>/h;  $L = 0.4$  m; average temperature of water  $t_L = 70$  °C; heating of water in the boiler — 20 °C; scheme of heat transfer agents motion — parallel flow; coefficient of convective heat exchange from gases to the wall is taken from previous research in accordance with initial conditions.

The results of calculations are shown in Fig. 2. As it is seen from the graph in Fig. 2, formula (8) suggested in NM for longitudinal flow, gives underestimated values of convective heat exchange coefficients.

The results obtained for free convection heat emission and transversal flow of chessboard bundle, in the given regions of parameters change are found within the range of 300...600 Wt/(m<sup>2</sup>·K). In accordance with the calculations, convective heat exchange at flow of corridor bundle is 4...11 % lower than for chessboard bundle in the same range of parameters. Dependence (9) is elaborated for the case of common unidirectional action of free convection and longitudinal flow of tubes, that is why the results obtained are the greatest and exceed the total value of convective heat exchange coefficients for free and forced convection.

Besides, it must be noted that dependence (9) is rather complicated and temperature of water at the input of boiler must be taken into consideration.

Taking into consideration the above-mentioned, at the present state of research for calculation of convective heat exchange intensity from the wall to water in shell type boilers of small power dependences (4) and (9) can be recommended.

Reliability and longevity of water boiler of small capacity is determined by the temperature of flue tube wall on the side of gases. Besides, the value of such temperature influences the intensity of gas emission, and as a result, influences the dimensions of the boiler. Dependences (10), (11), (12) and (13) were applied for calculation, As initial data the following values were taken:  $\overline{\vartheta}_g = 500$  °C;  $t_L = 70$  °C;  $\alpha_1 = 15$  Wt/(m<sup>2</sup>·K);  $\alpha_2 = 500$  Wt/(m<sup>2</sup>·K);  $\delta_w = 2.5$  mm;  $\lambda_w = 50$  Wt/(m<sup>2</sup>·K) in accordance with recommendations [2], in case of burning natural gas it is assumed that  $\varepsilon = 0.0015$  (m<sup>2</sup> K)/Wt; according to [1] for burning of natural gas it is assumed that  $\psi = 0.85$  and  $\Delta t = 25$  °C. The results of calculations are presented in Fig. 3.

Coefficient of thermal efficiency takes in to account degradation of bundle characteristics due to contamination, non uniform flow of the surface etc. As it is seen on the graph, calculation by Y gives overrated temperature of tube wall, that leads to reduction of convective heat exchange by radiation and emergence of surface water boiling, that does not occur in practice. Other dependences give similar results but dependence (13) can not be recommended, since it does not allow to take in to consideration the intensity of convective heat exchange.

## Висновки

Аналіз залежностей для теплового розрахунку котлоагрегатів показав, що використання формул наведених в нормативному методі не дозволяє адекватно описати теплові процеси в жаротрубних елементах водогрійних котлів потужністю до 100 кВт.

Для точнішого врахування особливостей роботи таких котлів необхідно проводити додаткові дослідження, але на даному етапі для визначення інтенсивності тепловіддачі з боку газів можна рекомендувати залежність (2), інтенсивності тепловіддачі від стінки до води — залежності (4) і (9), а для розрахунку температури стінки з боку газів — залежності (10) та (12).

## Выводы

Анализ зависимостей теплового расчета котлоагрегатов показал, что использование формул приведенных в нормативном методе не позволяет адекватно описать тепловые процессы в жаротрубных элементах водогрейных котлов мощностью до 100 кВт.

Для более точного учета особенностей работы таких котлов необходимо проводить дополнительные исследования, но на данном этапе для определения интенсивности теплоотдачи со стороны газов можно рекомендовать зависимость (2), интенсивности теплоотдачи от стенки к воде – зависимости (4) и (9), а для расчета температуры стенки со стороны газов – зависимости (10) и (12).

## Conclusions

The analysis of thermal calculation dependences of boiler units has shown that the application of formulas suggested in normative method does not allow to describe adequately thermal processes taking place in shell-type elements of water boiler rated for 100 kW.

For more exact account of operation characteristics of such boilers additional investigations are to be carried out but at present stage of research for determination of convective heat exchange intensity on the side of gases the dependence (2) can be recommended for determination of convective heat exchange intensity from the wall to water dependences (4) and (9) should be used, and for calculation of the temperature of the wall on the side of gases dependences (10) and (12) must be applied.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### REFERENCES

1. Тепловой расчет котлоагрегатов (нормативный метод). — СПб: НПО ЦКТИ, 1998. — 256 с.
2. Тепловой расчёт котельных агрегатов (нормативный метод) — Л: НПО ЦКТИ, 1973. — 260 с.
3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: «Энергия», 1973. — 320 с.
4. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчётам. — К.: Техника, 1990. — 152 с.
5. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача: Учебник для вузов. — Изд. 3-е, перераб. и доп. — М.: Энергия, 1975. — 488 с.

Рекомендована до друку кафедрою теплоенергетики

Надійшла до редакції 30.06.05  
Рекомендована до опублікування 06.10.05

**Степанов Дмитро Вікторович** — доцент, **Ткаченко Станіслав Йосипович** — завідувач кафедри, **Боднар Лілія Анатоліївна** — аспірант.

Кафедра теплоенергетики;

**Загаєцька Тетяна Юрійвна** — студентка Інституту будівництва, теплоенергетики та газопостачання.

Вінницький національний технічний університет.

**Степанов Дмитрій Вікторович** — доцент, **Ткаченко Станіслав Іосифович** — заведуючий кафедрой, **Боднар Лілія Анатолієвна** — аспірант.

Кафедра теплоенергетики;

**Загаєцька Тетяна Юрьевна** — студент Інститута строительства, теплоенергетики и газоснабжения.

Винницкий национальный технический университет.

**Dmytro Stepanov** — Assistant Professor, **Stanislav Tkachenko** — Head of the Chair, **Liliya Bodnar** — Post Graduate.

Chair of Heat Power Engineering;

**Tetiana Zagaietska** — Student of the Institute of Civil Engineering, Heat Power Engineering and Gas Supply.

Vinnitsia National Technical University