

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ENERGY EFFICIENCY AND ENERGY SAVING

УДК 620.9:697.32

М.Ф. Боженко, канд. техн. наук, доцент, ORCID 0000-00003-2649-0901

І.Я. Перевьорткіна, магістрантка,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАТОРІВ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЕЛЕНЬ ЗА РАХУНОК ЗВОЛОЖЕННЯ ДУТТЬОВОГО ПОВІТРЯ

Наведені методика і результати розрахунків енергетичної та екологічної ефективності поверхневих теплоутилізаторів водогрійних котелень при підвищенні ентальпії димових газів на вході та глибокому охолодженні димових газів. Встановлено, що підвищення ентальпії на вході можливо за рахунок збільшення вологовмісту димових газів, що досягається зволоженням дуттьового повітря. Отримані залежності коефіцієнта байпасування, питомого потоку відведеної в калориферах теплоти та його приріст від кінцевої температури охолодження димових газів у разі зволоження дуттьового повітря при різних початкових температурах в інтервалі 140 - 190 °С. Показано, що максимальний потік відведеної теплоти в калориферних установках відповідає температурам димових газів на виході, які зменшуються від 28 до 23 °С. Мінімальний коефіцієнт байпасування при охолодженні димових газів складає 0,25 – 0,33. Максимальний приріст теплового потоку відповідає температурам охолоджених димових газів 23 – 28 °С і складає біля 10 %. При зволоженні дуттьового повітря, що надходить на газові пальники котлів, викидання оксидів азоту з димовими газами, зменшується приблизно у 2 рази.

Ключові слова: водогрійний котел, димові газы, теплоутилізатор, дуттьове повітря, зволоження, ентальпія, вологовміст, тепловий потік, температура точки роси, енергетична та екологічна ефективність.

Вступ

Зменшення витрати природного газу в промисловій та комунальній теплоенергетиці за рахунок підвищення коефіцієнта корисної дії, наприклад, опалювальних водогрійних котелень – нагальне завдання сьогодення.

В багатьох діючих опалювальних котельнях систем централізованого та помірно-централізованого теплопостачання працюють водогрійні котли типу КВ-ГМ, температура димових газів на виході з яких при спалюванні природного газу коливається від 140 °С до 190 °С [1]. Зниження цієї температури за рахунок використання теплоутилізаторів, а також підвищення їх ефективності, в цілому сприятиме підвищенню ККД котельні, який для названих вище окремих котлів коливається від 90,5% до 92,5%.

Постановка задачі

При спалюванні природного газу, наприклад, в водогрійних котлах опалювальних котелень систем централізованого та помірно-централізованого теплопостачання рекомендується встановлювати за ними контактні [2] чи поверхневі [3] утилізатори, які можуть бути використані для нагрівання води власних потреб (сирої і хімічно підготовленої) та зовнішніх споживачів (гарячого водопостачання, низькотемпературних систем опалення, і т. ін.) за рахунок охолодження димових газів.

Одним з основних параметрів, що характеризує ефективність утилізатора, є можливий потік відведеної від димових газів теплоти, кВт, визначений за формулою [4]

$$Q_{к.г} = L_{г}^c (h'_{г} - h''_{г}) \quad (1)$$

де $L_{г}^c$ – масова витрата сухих димових газів, кг/с; $h'_{г}$ та $h''_{г}$ – ентальпія димових газів на вході в утилізатор та виході з нього, кДж/кг.

Масова витрата сухих димових газів

$$L_{г}^c = \frac{B_{к}}{3600} G_{г}^c$$

де $B_{к}$ – витрата природного газу на котел, м³/год; $G_{г}^c$ – маса сухих димових газів, кг/м³.

Для визначення ентальпії димових газів використовується залежність

$$h_{гi} = c_{с.гi} t_{гi} + (2500 + 1,97 t_{гi}) d'_{гi} \quad (2)$$

де $c_{с.гi}$ – теплоємність (кДж/кг), $t_{гi}$ – температура (°С), $d'_{гi}$ – вологовміст (кг/кг с.г), димових газів.

Збільшити потік відведеної в утилізаторі теплоти $Q_{к.г}$ можливо за рахунок підвищення ентальпії димових газів на вході $h'_{г}$ або зменшення ентальпії на виході $h''_{г}$.

В роботі [5] виконані розрахунки енергетичної ефективності поверхневих утилізаторів калориферів, що встановлені в опалювальній котельні за водоогрійними котлами типу КВ-ГМ, при їх експлуатації в «сухому» та «мокрому» режимах (каскадна утилізація). При роботі калориферів в «сухому» режимі температура димових газів на виході з них становила 60 °С. Для так званого «мокрого» режиму роботи калориферів була визначена мінімальна температура димових газів на виході, що становила 19 – 24 °С, а оптимальне значення коефіцієнта байпасування для цих температур – 0,22 – 0,32. За рахунок глибокого охолодження димових газів при використанні каскадної калориферної установки порівняно з експлуатацією її в «сухому режимі» для котельні з трьома водоогрійними котлами КВ-ГМ-10 за опалювальний сезон можливо досягти збільшення кількості утилізованої теплоти біля 22 тис. ГДж/рік.

Метою даної роботи є підвищення ефективності поверхневих утилізаторів – калориферів, що використовуються в водоогрійних котельнях систем централізованого та помірно-централізованого теплопостачання при глибокому охолодженні димових газів, за рахунок збільшення ентальпії димових газів на вході в результаті зволоження дуттьового повітря.

Методика і результати розрахунків енергетичної ефективності

Аналіз формули (1) показує, що величина ентальпії димових газів на вході в теплоутилізатор h'_r зв'язана з її температурою t'_r та вологовмістом d'_r на виході з котла.

Оскільки температура t'_r є фіксованою для котла кожного типу, то очевидно, що підвищення ентальпії h'_r можливо за рахунок збільшення вологовмісту d'_r , величина якого, кг/кг с.г, розраховується за формулою

$$d'_r = \frac{\rho_{H_2O} V_{H_2O}}{G_r^c} \quad (3)$$

де ρ_{H_2O} – густина водяної пари в димових газах при нормальних умовах, кг /м³; V_{H_2O} – дійсний об'єм водяної пари в димових газах, м³/ м³; G_r^c – маса сухих димових газів, кг /м³.

Дійсний об'єм водяної пари в димових газах, м³/ м³

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + [1,6 \alpha_{\text{відх}}(d_p - 0,01) + 0,0161(\alpha_{\text{відх}} - 1)]V_{\text{пов}}^0, \quad (4)$$

де $V_{H_2O}^0$ – теоретичний об'єм водяної пари в димових газах, віднесений до 1 м³ палива, м³/ м³; $\alpha_{\text{відх}}$ – коефіцієнт надлишку повітря за котлом; d_p – вологовміст повітря, кг / кг с.п; $V_{\text{пов}}^0$ – теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 м³ природного природного газу, м³/ м³. Зазвичай в розрахунки процесів горіння беруть величину $d_p = 10$ г /кг с.п (0,01 кг / кг с.п), тому складова $1,6 \alpha_{\text{відх}}(d_p - 0,01)$ перетворюється в нуль.

Збільшення величини d_p можливе за рахунок зволоження дуттьового повітря, наприклад, в контактних форсуноквих або насадкових камерах.

Наступні розрахунки проведені при фіксовані значенні $d_p = 40$ г /кг с.п (0,04 кг / кг с.п). Така величина, наприклад, була отримана авторами роботи [6] при зволоженні дуттьового повітря в контактному повітрянагрівачу екологічно чистої теплоутилізаційної установки.

Для усередненого складу природного газу $V_{H_2O}^0 = 2,12$ м³/ м³, $V_{\text{пов}}^0 = 9,59$ м³/ м³ [1], беремо $\alpha_{\text{відх}} = 1,15$, тоді згідно з формулою (4) величина $V_{H_2O} = 2,67$ м³/ м³. Беремо $\rho_{H_2O} = 0,804$ кг /м³, за методикою [4] обчислюємо $G_r^c = 13,42$ кг /м³ і за формулою (3) визначаємо вологовміст димових газів $d'_r = 0,16$ кг / кг с.г (160 г / кг с.г).

Для можливості співставлення отриманих результатів ефективності глибокого охолодження димових газів при зволоженні дуттьового повітря з таким же процесом при подачі на пальники котлів сухого повітря розглянуто каскадну утилізацію [5], згідно з якою за кожним з трьох обраних в котельні водоогрійних котлів встановлюються калориферні установки, що експлуатуються в «сухому» режимі, а надалі димові гази після них надходять на одну загальну установку з експлуатацією в «мокрому» режимі.

При «сухому» режимі роботи калориферів температура димових газів на виході t'_{r1} повинна перевищувати не менше ніж на 5 °С температуру точки роси, величина якої визначається за формулою [7]

$$t_p = 37,1 d'_r \lg [(3,77 + 0,085 \alpha_{\text{відх}})], \quad (5)$$

де вологовміст димових газів d'_r в г / кг с.г.

Для $\alpha_{\text{відх}} = 1,15$ і визначеного за формулою (3) вологовмісту (при зволоженні дуттьового повітря до 40 г /кг с.п) $d'_r = 160$ г / кг с.г, температура точки роси димових газів, що розрахована за формулою (5), $t_p = 60$ °С. Тоді в подальших розрахунках беремо температуру $t'_{r1} = 65$ °С, що на 5 °С більше, ніж при подачі на пальники сухого повітря з вологовмістом 10 г / кг с.п (вологовміст продуктів згорання $d'_r = 130$ г / кг с.г [5]).

Для виключення конденсації водяних парів з димових газів в газовому тракті та димовій трубі передбачено подачу частини димових газів з температурою t'_r по байпасному газоходу.

Коефіцієнт байпасування Θ підбирається таким, щоби температура суміші димових газів t_{Γ}^{CM} була не меншою за 65°C , тобто

$$\Theta = \frac{65 - t_{\Gamma_2}''}{t_{\Gamma}^{\prime} - t_{\Gamma_2}''},$$

де t_{Γ_2}'' - температура димових газів на виході з калориферної установки, яка експлуатується в «мокрому» режимі, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарний можливий потік утилізованої теплоти в калориферних установках, що працюють в «сухому» і «мокрому» режимах, кВт, віднесений до масової витрати сухих димових газів $L_{\Gamma}^{\text{с}} = 1 \text{ кг/с}$, визначається за формулою

$$Q_{\text{к.Г}} = (1 - \Theta) (h_{\Gamma}^{\prime} - h_{\Gamma_2}^{\prime\prime}), \quad (6)$$

де h_{Γ}^{\prime} і $h_{\Gamma_2}^{\prime\prime}$ - ентальпія димових газів на вході в калориферні установки, що працюють в «сухому» режимі, і на виході з установки, що працює в «мокрому» режимі, кДж/кг.

З урахуванням постійних величин, що входять до формули (2) для визначення ентальпії – теплоємності сухих димових газів $c_{\text{с.Г}} = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ і вологовмісту $d_{\Gamma}^{\prime} = 0,16 \text{ кг / кг с.Г}$, формула (6) набуває вигляду

$$Q_{\text{к.Г}} = (1 - \Theta) \{ 1,315 t_{\Gamma}^{\prime} + 400 - [t_{\Gamma_2}^{\prime\prime} + (2500 + 1,97 t_{\Gamma_2}^{\prime\prime}) d_{\Gamma_2}^{\prime\prime}] \},$$

де $d_{\Gamma_2}^{\prime\prime}$ - вологовміст димових газів після калориферної установки, що працює в «мокрому» режимі, кг/кг с.Г.

Вологовміст $d_{\Gamma_2}^{\prime\prime}$, кг/кг с.Г, визначали за формулою, що рекомендована для цієї величини при охолодженні димових газів до повного насичення ($\varphi_{\Gamma_2}^{\prime\prime} = 100\%$) [8]

$$d_{\Gamma}^{\prime\prime} = \frac{0,6382 + 4 \alpha_{\text{вдх}}}{1000(0,199 + \alpha_{\text{вдх}})} e^{0,062 t_{\Gamma}^{\prime\prime}}.$$

За наведеною вище методикою виконані розрахунки залежностей коефіцієнтів байпасування Θ (рис.1) та потоку утилізованої теплоти димових газів $Q_{\text{к.Г}}$ (рис.2) в калориферних установках при зволоженні дугтьового повітря від кінцевої температури охолоджених димових газів $t_{\Gamma_2}^{\prime\prime}$ при різних температурах димових газів на виході з котлів - вході в калориферні установки t_{Γ}^{\prime} . Коефіцієнт надлишку повітря у відхідних димових газах брали $\alpha_{\text{вдх}} = 1,15$.

При необхідності вибору калориферних установок, що експлуатуються в «сухому» та «мокрому» режимах, їх теплові навантаження $Q_{\text{к.Г}_1}$ та $Q_{\text{к.Г}_2}$ визначаються окремо за формулою виду (6) при прийнятих та визначених відповідних параметрах димових газів на вході в калорифери і виході з них.

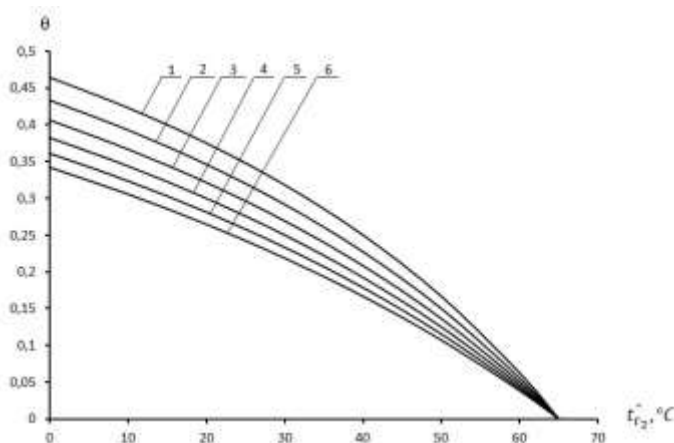


Рисунок 1 – Залежності коефіцієнта байпасування Θ від кінцевої температури охолоджених газів $t_{\Gamma_2}^{\prime\prime}$ при температурах димових газів на вході в калорифери t_{Γ}^{\prime} , $^{\circ}\text{C}$: 1 – 140; 2 – 150; 3 – 160; 4 – 170; 5 – 180; 6 – 190

З отриманих розрахунків видно, що коефіцієнт байпасування для «сухого» режиму роботи калориферів (до температури охолодження димових газів $t_{\Gamma_2}^{\prime\prime} = 65^{\circ}\text{C}$) дорівнює нулю, і при зменшенні цієї температури нижче температури точки роси збільшується. Зі зменшенням початкової температури димових газів після котлів абсолютні значення Θ підвищуються. При зволоженні дугтьового повітря значення коефіцієнтів байпасування збільшуються в усьому діапазоні температур димових газів на вході в калорифери та виході з них.

Загальний потік відведеної в калориферних установках теплоти збільшується зі зменшенням температури охолодження. Значення мінімальних температур димових газів t''_{min} і коефіцієнта байпасування θ_{min} при вихідних температурах димових газів t'_r , які відповідають максимальному потоку відведеної теплоти в калориферних установках, наведені в табл. 1.

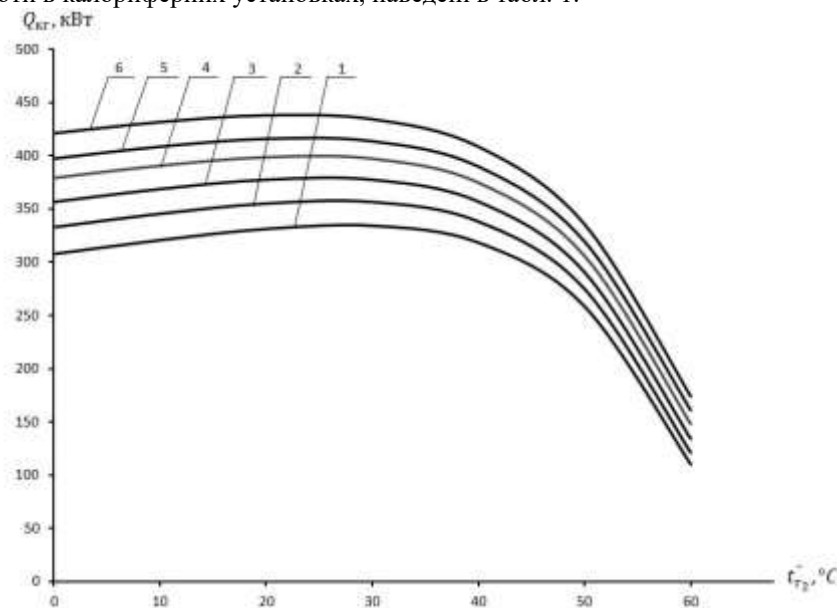


Рисунок 2 – Залежності питомого потоку відведеної теплоти $Q_{к.г}$ від кінцевої температури охолоджених димових газів t''_{r2} при температурах димових газів на вході в калорифери t'_r , °C:
1 - 140; 2 - 150; 3 - 160; 4 - 170; 5 - 180; 6 – 190

Таблиця 1- Оптимальні параметри охолоджених димових газів

t'_r , °C	t''_{min} , °C	θ_{min}
140	28	0,330
150	26	0,315
160	25	0,296
170	24	0,281
180	23	0,267
190	23	0,251

На рис. 3 наведені залежності приросту потоку відведеної в калориферних установках теплоти при зволоженні дуттьового повітря при зміні температур димових газів на вході в калорифери та виході з них. Для порівняння були використані результати розрахунків роботи [5]. З графіка видно, що максимальний приріст теплового потоку відповідає температурам охолоджених димових газів 23 – 28 °C, а в абсолютних величинах цей приріст складає біля 10%.

За методикою [5] визначений загальний максимальний потік відведеної в калориферних установках теплоти при глибокому охолодженні димових газів у разі зволоження дуттьового повітря для водогрійної котельні з трьома водогрійними котлами КВ-ГМ-10 ($t'_r = 185$ °C, $V_k = 1260$ м³/ год; оптимальні значення $t''_{r2} = 23$ °C, $\theta = 0,259$), що дорівнює 5826 кВт. Загальна річна кількість утилізованої теплоти складає 42398 ГДж/рік, а її приріст за рахунок зволоження дуттьового повітря - 4400 ГДж/рік (біля 10%).

Результати розрахунків екологічної ефективності

Надходження в топку котла додаткової кількості водяної пари з дуттьовим повітрям сприяє зниженню температури в ядрі факела і зменшенню викидів NO_x з димовими газами [3].

Величину зменшення викидів оксидів азоту з димовими газами визначають залежно від кількості надлишкової водяної пари, яка надходить з дуттьовим повітрям, що припадає на 1 кг спалюваного природного газу, кг/кг газу [6].

$$W_x = 16,79\alpha_T d_n (1 - \theta_{пов}), \quad (7)$$

де α_T – коефіцієнт надлишку повітря в топці котла; $\theta_{пов}$ – коефіцієнт байпасування дуттьового повітря, наприклад, з верхньої зони котельні.

Беремо $\alpha_T = 1,05$; $\theta_{пов} = 0,2$; тоді при прийнятому раніше вологовмісту повітря $d_{п} = 0,04$ кг/кг с.п, згідно з формулою (7) величина $W_x = 0,56$ кг/кг газу.

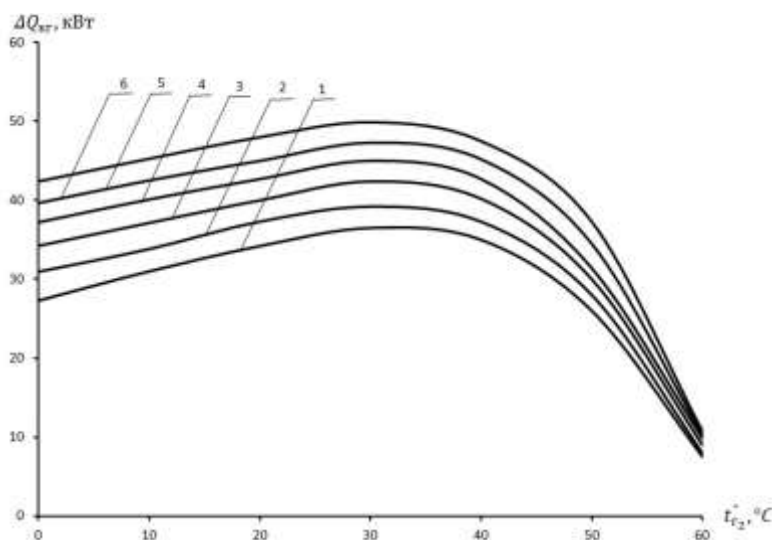


Рисунок 3 – Залежності різниці питомого потоку відведеної теплоти $\Delta Q_{к.г}$ від кінцевої температури охолоджених димових газів $t'_{г2}$ при температурах димових газів на вході в калорифери $t'_г$, °C:
1 - 140; 2 - 150; 3 - 160; 4 - 170; 5 - 180; 6 – 190

Викидання оксидів азоту в атмосферу (в переліченні на його діоксид), г/с, при спалюванні природного газу у разі зволоження дуттьового повітря обчислюється за формулою [6]

$$M'_{NO_x} = M_{NO_x} e^{-1.11W_x}, \quad (8)$$

де M_{NO_x} - викидання оксидів азоту в атмосферу при спалюванні природного газу без зволоження дуттьового повітря, г/с, визначається за формулою [9]

$$M_{NO_x} = 0,034 B Q_H^p \beta_1 \beta_2 k \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (9)$$

де B – витрата природного газу на котельню, кг/с; Q_H^p – нижча теплота згоряння природного газу, МДж/кг; β_1 - коефіцієнт, яким ураховують кількість спалюваного палива і спосіб шлакозоловидалення (для природного газу $\beta_1 = 0,85$), β_2 - коефіцієнт, яким ураховують конструкцію пальників (для прямооточних пальників- $\beta_2 = 0,85$), k - коефіцієнт, який характеризує вихід оксидів азоту на 1000 кг спаленого умовного палива (кг/т); q_4 – втрати теплоти від механічного недопалу палива, % (для природного газу $q_4 = 0$).

Для водогрійного котла КВ-ГМ-10 витрата природного газу $B_k = 1260$ м³/год, кількість котлів $N_k = 3$ компл., при спалюванні природного газу, що надходить в котельню, наприклад, з газопроводу Гоголево-Полтава, нижча теплота згоряння на суху масу $Q_H^c = 30,98$ МДж/м³, а густина $\rho_g = 0,789$ кг/ м³ [1], тоді $B = 0,828$ кг/с, а $Q_H^p = 39,26$ МДж/кг.

Для водогрійних котлів коефіцієнт

$$k = 2,5 \frac{Q}{(20 + Q_{ном})},$$

де Q і $Q_{ном}$ – фактична і номінальна теплопродуктивність котлів. Гкал/год.

При отриманій в розрахунку теплової схеми котельні $Q = 24,94$ Гкал/год, для трьох обраних котлів $Q_{ном} = 30$ Гкал/год, коефіцієнт $k = 1,247$, тоді згідно з формулами (8) і (9) величини $M_{NO_x} = 1$ г/с і $M'_{NO_x} = 0,525$ г/с.

Таким чином, при спалюванні природного газу у разі зволоження дуттьового повітря викидання оксидів азоту в атмосферу зменшується приблизно у 2 рази порівняно з варіантом без зволоження повітря.

Висновки

1. Розроблені методики розрахунків енергетичної і екологічної ефективності теплоутилізаційної установки з поверхневими калориферами, що використовується для глибокого охолодження димових газів водогрійних котлів в опалювальних котельнях систем централізованого та помірно-централізованого теплопостачання при зволоженні дуттьового повітря.

2. Отримані залежності коефіцієнта байпасування, питомого потоку відведеної в калориферах теплоти та його приріст від кінцевої температури охолодження димових газів у разі зволоження дуттьового повітря при різних початкових температурах в інтервалі 140 - 190 °С.

3. В результаті розрахунків і порівняльного аналізу отримано, що максимальний потік відведеної теплоти в калориферних установках відповідає температурам димових газів на виході, які зменшуються від 28 °С (при $t'_{r1} = 140$ °С) до 23 °С (при $t'_{r1} = 190$ °С). Мінімальний коефіцієнт байпасування при охолодженні димових газів до температур 23 - 28 °С складає 0,25 - 0,33. Максимальний приріст теплового потоку відповідає температурам охолоджених димових газів 23 - 28 °С і складає біля 10 %.

4. Загальний максимальний потік відведеної в калориферних установках теплоти при глибокому охолодженні димових газів у разі зволоження дуттьового повітря для водогрійної котельні з трьома водогрійними котлами КВ-ГМ-10 дорівнює 5826 кВт. Загальна річна кількість утилізованої теплоти складає 42398 ГДж/рік, а її приріст за рахунок зволоження дуттьового повітря 4400 ГДж/рік (біля 10%).

5. Викидання оксидів азоту з димовими газами при зволоженні дуттьового повітря, що надходить на газові пальники котлів, зменшується приблизно у 2 рази.

Список використаної літератури

1. Роддатис К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф.Роддатис, А.Н.Полтарецкий; под. ред. К.Ф.Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
2. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
3. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А.А.Кудинов. – Ульяновск: УлГПУ, 2000. – 139 с.
4. Боженко М.Ф. Энергосбережения в теплопостачанні: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с.
5. Боженко М.Ф. Каскадна утилізація теплоти димових газів опалювальних водогрійних котельнь / М.Ф.Боженко, І.Я.Перевьорткіна // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. – 2016. - № 1. – С. 81-88.
6. Экологически чистая теплоутилизационная установка с контактными теплообменниками: отчет о НИР (заключит.): 25-11 / Институт проблем энергосбережения НАН Украины; рук. Л.Г.Семенов; исполн.: А.А.Михайлов и др. – Киев, 1994. – 64 с. – Инв.№ 1194.
7. Безлюдный П.П. Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа / П.П. Безлюдный, Л.Г. Семенов, В.Н.Николаев и др. // *Изв. вузов «Енергетика»*. – 1986. - № 12. – С. 89-90.
8. Семенов Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г. Семенов // *Промышленная энергетика*. – 1987. – № 8. – С. 47-50.
9. Алабовський О.М. Проектування котельнь промислових підприємств: курсове проектування з елементами САПР: навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплоенергетика» / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В. Хоренженко. – Київ: Вища школа, 1992. – 207 с.

M. Bozhenko, Cand.Sc. (Eng.), Assoc. Prof., **ORCID** 0000-00003-2649-0901

I. Perevortkina, Master

ational Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute named Igor Sikorsky»

IMPROVING EFFICIENCY OF HEAT UTILIZERS OF SMOKE GASES OF BOILER PLANTS AT THE EXPENCE OF WETTING OF BLOWING AIR

Analyzed the types of heat utilizers of flue gases that can be installed on hot water boilers of heating boilers, and consumers of heated water. An examination of the heat balance utilizer equation showed that increasing of the flow of flue gases designated heat or possibly by increasing their enthalpy input, or enthalpy decreasing output. In a previous study was found that deep cooling by using flue gas cascade Heater installation (first use "dry" and "wet" mode) compared to the operation of the "dry" mode for the boiler with three hot water boilers KV-HM- 10 for the heating season is achievable to increase in the number of heat utilized about 22 thousand. GJ / year. The method and the results of calculations of energy and environmental efficiency heat recovery units of surface water boilers at higher flue gas enthalpy input and deep cooling flue gases. It was established that the increase of enthalpy inlet perhaps by increasing the moisture content of the flue gases is achieved blowing moisture in the air in contact sprayer or nozzle cells. The calculations were moist air moisture content of 40 g / kg SP, having moisture content of the flue gas inlet heat 160 g / kg SG, dew point temperature

of 60 ° C and the minimum temperature of the flue gases at the outlet of heaters that work in "dry" mode, 65 ° C. To eliminate the condensation of water vapor from the flue gases in the gas path and stack provides the flow of flue gas from the initial temperature to bypass duct. The resulting dependence of bypassing, assigned to specific flow heaters and heat gain from its final temperature flue gas cooling in case blowing humidifying air at different initial temperatures in the range of 140 - 190 ° C. It is shown that the maximum flow of heat in designated facilities meet Heater Flue gas temperature at the outlet, which decreased from 28 ° C (at = 140 ° C) to 23 ° C (at = 190 ° C). The minimum rate of bypassing on cooling flue gases to temperatures 23 - 28 ° C is 0.25 - 0.33. The maximum increase in heat flow corresponds cooled flue gas temperatures 23 - 28 ° C and is about 10%. The total maximum flow allocated to installations Heater heat during deep cooling of flue gases in the event blowing humidifying air for hot water boiler with three hot water boilers KV-GM-10 is 5826 kW. The total annual amount of heat is utilized 42,398 GJ / year, and its growth through air humidification blowing 4400 GJ / year (about 10%). It is also shown that the moisture blowing air entering the gas burners on boilers, discharge of nitrogen oxides from the flue gases is reduced by about 2 times.

Keywords: hot water boiler, flue gases, heat recovery units, blowing air, humidity, enthalpy, moisture content, heat flow, dew point temperature, energy and environmental efficiency.

References

1. Roddatys K.F. Reference book in boiler plants of the small productivity. / K.F.Roddatys, A.N.Poltaretsky; under. ed .. K.F.Roddatys. - M.: Energoatomizdat, 1989. - 488 p.
2. Aronov Y.Z. Contacting heating of water by products of combustion of natural gas / Y.Z. Aronov. - 2nd ed., Rev. and additional. - L., Nedra, 1990. - 280 p.
3. Kudynov A.A. Energy saving in thermal generating plants. / A.A.Kudynov. - Ulyanovsk: UIHPU, 2000. - 139 p.
4. Bozhenko M.F. Energy saving in heat supply: teach. guidances. / M.F. Bozhenko, V.P. Salo. - K: NTU "KPI", 2008. - 268 p.
5. Bozhenko M.F. Cascade utilization of smoke gas heat of heating water boilers / M.F.Bozhenko, I.Ya.Perevortkina // Energy: economics, technology, ecology. - 2016. - № 1. - P. 81-88.
6. Ecological friendly heat utilizing plant with contact heat exchangers: account about NYR (conclude.): 25-11 / Institute of Energy Saving Problems of NAS of Ukraine; supervisor. L.H.Semenyuk; executor. : A.A.Myhaylov etc. - Kiev, 1994. - 64 p. - Ynv.№ 1194.
7. Bezlyudniy P.P. Determination of dew point temperature of products of natural gas combustion / P.P. Bezlyudniy, L.G.Semenyuk, V.N.Nykolaev etc. // Izv. high schools "Energetika". - 1986. - № 12. - P. 89-90.
8. Semenyuk L.G. Getting of condensate cooling of products at deeply combustion / L.G. Semeniuk // Industrial energy. - 1987. - № 8. - P. 47-50.
9. Alabovskyy A.M. Design of industrial boilers, course design with elements of CAD: teach. guide for students with specials. "Industrial power" / A.M. Alabovskyy, M.F. Bozhenko, Yu.V. Horenzhenko. - Kyiv: High School, 1992. - 207 p.

УДК 620.9:697.32

М.Ф. Боженко, доцент, канд. техн. наук; ORCID 0000-00003-2649-0901,

И.Я. Переверткина, магистрантка

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ КОТЕЛЬНЫХ ЗА СЧЕТ УВЛАЖНЕНИЯ ДУТЬЕВОГО ВОЗДУХА

Приведены методика и результаты расчетов энергетической и экологической эффективности поверхностных утилизаторов водогрейных котельных при увлажнении дутьевого воздуха и глубоком охлаждении дымовых газов. Определены минимальные температуры охлажденных дымовых газов при работе утилизаторов-калориферов в «сухом» и «мокроем» режимах. Определены оптимальные значения коэффициентов байпасирования горячих дымовых газов в обход утилизаторов при разных их температурах на выходе из котлов.

Ключевые слова: водогрейный котел, дымовые газы, теплоутилизатор, дутьевой воздух, увлажнение, энтальпия, влагосодержание, тепловой поток, температура точки росы, энергетическая и экологическая эффективность.

Надійшла 02.03.2017

Received 02.03.2017