

Боженко М.Ф.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

МЕТОДИКА ВИБОРУ ПОВЕРХНЕВИХ УТИЛІЗАТОРІВ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ В КОТЕЛЬНЯХ

Зменшення температури відхідних димових газів за котлами, що встановлені в газових котельнях та ТЕЦ дозволяє підвищити ККД котлів, а також корисно використати потоки теплоти охолоджених димових газів в теплоутилізаційних установках для нагрівання мережної води або власних потреб джерела теплопостачання. Теплоутилізаційні установки (ТУ) можуть бути контактними, поверхневими, або контактнo-поверхневими. Кінцева температура охолоджених димових газів в ТУ обумовлює режими їх експлуатації, які можуть бути «сухими» (від димових газів відводяться тільки потоки «явної» теплоти) або «мокрими» (відводяться потоки «явної» і «прихованої» теплоти). Стаття присвячена розробці методики вибору набірних теплоутилізаційних установок з типових поверхневих калориферів, які у порівнянні з іншими установками характеризуються найвищими показниками енергетичної ефективності. Слід зазначити, що експлуатація калориферних установок при глибокому охолодженні димових газів доцільна при наявності споживачів з низькою температурою води. Для кожного зі встановлених в котельні котлів визначаються максимально можливі потоки відведеної теплоти при охолодженні димових газів в ТУ, а за рівнянням теплового балансу – необхідне теплове навантаження споживачів, після чого обираються режими експлуатації кожної з ТУ. Вибір калориферних установок здійснюється за визначеною площею теплопередавальної поверхні з рівняння теплопередачі. Перед початком розрахунків необхідно уточнити теплові навантаження калориферних установок та параметри теплоносіїв, а також визначитися чи є необхідність встановлювати ТУ за всіма котлами. Найбільш доцільним є варіант, коли через встановлену калориферну установку пропускаються всі димові гази після котла, а температура димових газів на виході дорівнює 60 °С для «сухого» режиму. Для ТУ, що експлуатуються в «мокрому» режиму, оптимальне значення цієї температури складає 20 – 30 °С, а при визначенні коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні оребрених трубок враховується зрошення її конденсатом водяних парів з димових газів. Розроблені методики вибору набірних теплоутилізаційних установок з типових поверхневих калориферів, кількість яких, режими експлуатації («сухий» чи «мокрый») та спосіб розміщення, будуть обумовлюватися можливими потоками теплоти відхідних димових газів котлів та необхідним тепловим навантаженням споживачів гарячої води.

Ключові слова: котельня, димові гази, температура, теплоутилізаційна установка, потоки теплоти, вода, поверхня нагріву, коефіцієнт теплопередачі.

Постановка проблеми. Відомо, що одним з напрямків підвищення енергетичної ефективності джерел теплопостачання (котельень або ТЕЦ) є зменшення температури відхідних димових газів парових та водогрійних котлів. З одного боку, це сприяє підвищенню ККД котлів, а з іншого – дозволяє використати потік теплоти охолоджених димових газів в окремо встановлених теплоутилізаційних установках для нагрівання води власних потреб джерела теплопостачання чи зовнішніх споживачів.

Згідно з дослідженнями [1, с. 40] утилізація теплоти відхідних димових газів в котельнях дозволяє, наприклад, підвищити ККД котлів на 1,9 ... 2 % і на стільки ж зекономити витрати робочого палива, зменшити витрати електроенергії

на власні потреби, зменшити викиди шкідливих речовин в довкілля тощо.

Теплоутилізаційні установки (ТУ) можуть бути контактними, поверхневими, або контактнo-поверхневими. Кінцева температура охолоджених димових газів в ТУ обумовлює режими їх експлуатації, які можуть «сухими» (від димових газів відводяться тільки потоки «явної» теплоти) або «мокрими» (відводяться потоки «явної» і «прихованої» теплоти).

В попередній публікації [2, с. 37] з посиланням на відповідні літературні джерела зазначені конструкції і методики розрахунків основних типів ТУ, які використовуються в газових котельнях, і які експлуатуються в «сухому» режимі, а також при глибокому охолодженні димових газів нижче

їх температури точки роси, зокрема, і при зволоженні дуттьового повітря. Там же підкреслений вклад у ці розробки відповідних організацій та таких провідних науковців як Аронов І. З., Семенюк Л. Г., Фіалко Н. М., Кудінов А. А. Значну увагу також приділено способам виключення конденсації водяних парів в газовому тракті і димовій трубі при глибокому охолодженні димових газів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поверхневі утилізатори-калорифери, контактні теплоутилізатори з активною насадкою (КТАНи), екологічно чисті теплоутилізаційні установки (ЕКТ) набули широкого використання для утилізації теплоти димових газів парових та водогрійних котлів на ТЕЦ і в котельнях. Це наголошено в роботі [2, с. 35] в результаті відповідного аналізу використання ТУ, що доведені до промислового виробництва. Також відомі розробки конденсаційних поверхневих теплоутилізаційних установок Інститутів технічної теплофізики НАН України та промислової екології для встановлення за котлами теплопродуктивністю до 10 МВт, а для котлів більшої теплопродуктивності – іноземні розробки на відповідну фіксовану теплопродуктивність. Важливим фактором при виборі ТУ димових газів є впровадження утилізаційних установок з набірного типового обладнання, зокрема, поверхневих калориферів, на теплопродуктивність, яка обумовлена необхідним навантаженням споживачів.

ТУ з поверхневими калориферами у порівнянні з КТАНами і ЕКТ характеризуються найвищими показниками енергетичної та екологічної ефективності [3, с. 87]. Результати розрахункових досліджень енергетичної і екологічної ефективності використання ТУ з поверхневими калориферами в водогрійних котельнях наведені в роботах [4-6]. Варіантні розрахунки передбачали експлуатацію калориферів в «сухому» і «мокрому» режимах. Для запобігання конденсації водяних парів в газовому тракті і в димовій трубі був обраний метод байпасування частини димових газів в обхід калориферів. В результаті цих розрахунків були отримані окремі залежності коефіцієнта байпасування (для «мокрого» режиму) і питомих потоків або кількості відведеної теплоти від температури охолоджених димових газів для різних температур димових газів на вході в калорифери в інтервалі 140 – 190 °С. В роботі [2, с. 36-38] отримані узагальнені залежності коефіцієнта байпасування та питомої кількості відведеної від димових газів теплоти у залежності від температури охолоджених димових газів та їх температури на вході в поверхневі утилізатори-калорифери для

зазначеного вище інтервала температур, а також різних значеннях вологовмісту, при експлуатації в «сухому» та «мокрому» режимах.

Слід зазначити, що експлуатація калориферних установок при глибокому охолодженні димових газів доцільна при наявності споживачів з низькою температурою води. В роботі [4, с. 83], наприклад, для котельні з трьома водогрійними котлами, розглянута схема каскадної утилізації. За кожним з котлів встановлені калориферні установки, що експлуатуються в «сухому» режимі, тобто температура димових газів після них становить 60 °С (перший каскад). Далі димові гази надходять на одну калориферну установку, що експлуатується у «мокрому» режимі, температура димових газів після якої буде меншою за температуру точки роси (другий каскад). Аналогічний підхід використаний і в роботі [7, с. 226], де проаналізована ефективність теплоутилізаційних систем газоспоживальних опалювальних котлів з комбінованим використанням утилізованої теплоти для нагрівання води теплової мережі та системи водочищення. В другій ТУ здійснюється нагрівання, наприклад, сирої води власних потреб котельні, при цьому димові гази охолоджуються до температури нижче температури точки роси.

Постановка завдання. Метою статті є розробка методики вибору набірних теплоутилізаційних установок з типових поверхневих калориферів, кількість яких, режими експлуатації («сухий» чи «мокрый») та спосіб розміщення, будуть обумовлюватися можливими потоками теплоти відхідних димових газів котлів та необхідним тепловим навантаженням споживачів гарячої води.

Виклад основного матеріалу. Для кожного зі встановлених в котельні котлів визначаються максимально можливі потоки відведеної теплоти при охолодженні димових газів в ТУ, кВт, за формулою

$$Q_{ki} = L_{\Gamma}^c q_{k,\Gamma} = \frac{B_{ki}}{3600} G_{\Gamma}^c q_{k,\Gamma}, \quad (1)$$

де L_{Γ}^c – масова витрата сухих продуктів згоряння, кг/с; $q_{k,\Gamma}$ – питома кількість відведеної від димових газів теплоти, кДж/кг; B_{ki} – витрата природного газу на спалювання в котлі, м³/год; G_{Γ}^c – маса сухих продуктів згоряння, кг/м³.

Витрату природного газу B_{ki} , м³/год, беруть або за фактичним значенням для працюючого котла, або за технічними характеристиками котлів. Маса сухих продуктів згоряння можна взяти сталою для усередненого складу природного газу $G_{\Gamma}^c = 13,42$ кг/м³ [5, с. 52]. Величину $q_{k,\Gamma}^c$, кДж/кг,

визначають за методикою [2, с. 36] у залежності від температури (t'_r , °C) та вологовмісту (d'_r , кг/кг с.г) димових газів на виході з котла – вході в ТУ для «сухого» режиму роботи. При глибокому охолодженні димових газів («мокрый» режим) величина $q_{к.г}^m$ також визначається за методикою [2, с. 37] у залежності від t'_r та температури димових газів на виході з ТУ (t''_r , °C), оптимальне значення якої можна брати в інтервалі температур 20 – 30 °C.

Загальний можливий потік відведеної від димових газів теплоти, кВт, визначається за сумою потоків для кожного котла при двох режимах експлуатації ТУ, тобто $\Sigma Q_k = \Sigma Q_{ki}$.

Наприклад, для водогрійного котла КВ-ГМ-10 величини $B_{ki} = 1260$ м³/год та $t'_r = 185$ °C [8, с. 79], тоді при величині $d'_r = 0,13$ кг/кг с.г при спалюванні природного газу усередненого складу [5, с. 52], питома кількість відведеної від димових газів теплоти складе $q_{к.г}^c = 157$ кДж/кг для «сухого» режиму роботи ТУ та $q_{к.г}^m = 361$ кДж/кг – для «мокрого» режиму, а коефіцієнт байпасування димових газів $\theta_r = 0,25$ та $d''_r = 0,018$ кг/кг с.г (при $t''_r = 25$ °C). Потоки відведеної від димових газів теплоти в ТУ (Q_{ki} , кВт) згідно з формулою (1) складуть 737 та 1695 для «сухого» та «мокрого» режимів відповідно.

Необхідне теплове навантаження споживачів, кВт, визначається за рівнянням теплового балансу

$$\Sigma Q_b = \Sigma G_{bi} c_b (t''_{bi} - t'_{bi}), \quad (2)$$

де G_{bi} – масова витрата відповідного потоку води, що нагрівається в ТУ, кг/с; c_b – теплоємність води, кДж/(кг · К), яку можна брати для всіх потоків води сталою $c_b = 4,19$ кДж/(кг · К); t''_{bi} та t'_{bi} – температури потоків води на виході з ТУ та вході до неї відповідно, °C.

Надалі порівнюють можливі потоки відведеної від димових газів теплоти ΣQ_k з необхідним навантаженням споживачів ΣQ_b . Якщо, наприклад, визначена величина для «сухого» режиму $\Sigma Q_k \geq \Sigma Q_b$, то наступний вибір калориферних установок, які можуть бути встановлені за всіма або декількома котлами, здійснюється для «сухого» режиму їх експлуатації. У разі, якщо для цього ж режиму величина $\Sigma Q_k < \Sigma Q_b$, то в цьому випадку може бути використана комбінована схема: зворотня вода теплової мережі перед надходженням до котлів, наприклад, нагрівається в ТУ, що працюють в «сухому» режиму, а вода власних потреб котельні (сира та хімічно підготовлена) – в ТУ, що експлуатуються в «мокрому» режиму.

Вибір калориферних установок, що експлуатуються в «сухому» режиму. Перед початком розрахунків необхідно уточнити теплові навантаження калориферних установок та параметри теплоносіїв, а також визначитися чи є необхідність встановлювати ТУ за всіма котлами. Найбільш доцільним є варіант, коли через встановлену калориферну установку пропускаються всі димові гази масовою витратою L_r^c . Якщо калориферна установка за окремим котлом завантажена повністю, то її теплове навантаження Q_{ki} дорівнює визначеній величині за формулою (1), а температура димових газів на виході $t'_r = 60$ °C. При неповному завантаженні калориферної установки її теплопродуктивність Q_{ki}^d визначається за необхідним навантаженням для нагріву відповідного потоку води за рівнянням вигляду (2), а дійсна температура димових газів на виході, °C, при сталому значенні вологовмісту димових газів $d'_r = 0,13$ кг/кг с.г, визначається за формулою

$$t''_{rd} = t'_r - \frac{Q_k^d}{1,256 L_r^c}.$$

Вибір ТУ здійснюють за методикою [9, с. 10-15] при використанні калориферів зі спіральним оребренням моделей КСк 3 та КСк 4. Спочатку беруть масову швидкість димових газів $(\rho v)_r$ в інтервалі 1,5 – 7 кг/(с·м²) (практичні значення в інтервалі 3,5 – 5 кг/(с·м²)) і за рівнянням суцільності визначають орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження димових газів f_{op} , м². Надалі за таблицями технічних характеристик [10, с. 371] обирають один або декілька калориферів з дійсною площею фронтального перерізу f_ϕ , яка наближена до визначеної f_{op} . Калорифери в установці повинні бути однієї моделі та номеру, а їхня кількість – по можливості мінімальна. Для вибраного калорифера занотовують значення величини дійсної площі поверхні нагріву F_d , м²; f_ϕ , м²; площу живого перерізу за напрямком руху води f_w , м² тощо. Після уточнення швидкості димових газів $(\rho v)_r^0$ за відомим співвідношенням [9, с. 13] визначають швидкість руху води в трубах калорифера ω_b , м/с, а потім коефіцієнт теплопередачі від димових газів до води, Вт/(м²·К), за формулою [10, с. 373]

$$K = A (\rho v)_r^n \omega_b^r,$$

де A , n і r – постійні коефіцієнти, значення яких у залежності від моделі калорифера наведені в [10, с. 373].

Середній температурний напір Δt_{cp} , °C, визначають для перехресної схеми руху теплоносіїв, а необхідну поверхню нагрівання калориферної

установки $F_{\text{т}}, \text{м}^2$ – за відомим рівнянням теплопередачі [9, с. 14]. Також за [9, с. 14] визначають запас дійсної поверхні нагрівання калориферної установки по відношенню до теоретично необхідної $\delta F_{\text{д}}, \%$, величина якого повинна бути в межах 10 – 20%. За відомими залежностями також визначають аеродинамічний та гідравлічний опори калориферних установок.

Форма представлення вихідних даних та вибору ТУ наведена в табл. 1, де також є приклад розрахунків встановлення калориферів за водогрійними котлами КВ-ГМ-6,5 промислово-опалювальної пароводогрійної котельні, що використовуються для нагрівання води власних потреб [11, с. 211].

Вибір калориферних установок, що експлуатуються в «мокрому» режиму. Спочатку уточнюються теплові навантаження ТУ. Якщо калориферна установка за будь-яким котлом налаштовується на експлуатацію в «мокрому» режиму при охолодженні димових газів від $t'_\text{г}$ до $t''_\text{г} < t_\text{р}$, то її теплопродуктивність визначається за формулою (1) з урахуванням питомої кількості відведеної від димових газів теплоти $q_{\text{к.г}}^{\text{м}}$. При використанні в котельні комбінованої (каскадної) ТУ в першому контурі димові гази охолоджуються від $t'_\text{г}$ до $t''_\text{г} = 60^\circ \text{C}$ («сухий» режим), а в другому – від $t'_\text{г} = 60^\circ \text{C}$ до $t''_\text{г} < t_\text{р}$ («мокрый» режим). Теплопродук-

тивність ТУ кожного контура також визначається за формулою (1), причому для першого контура величина $q_{\text{к.г.І}}^{\text{с}} = q_{\text{к.г}}^{\text{с}} (1 - \theta_\text{г})$, а для другого $q_{\text{к.г.ІІ}}^{\text{м}} = q_{\text{к.г}}^{\text{м}}$.

Вибір типу та кількості калориферів в ТУ здійснюється за аналогією з наведеною вище методикою для роботи калориферів в «сухому» режиму з відмінністю в визначенні коефіцієнта теплопередачі. Така методика була використана в роботі [3, с. 85] з посиланням на відповідне першоджерело.

Нехтуючи термічними опорами теплопровідності сталевих та алюмінієвих трубок калориферів типу КСк, коефіцієнт теплопередачі від димових газів до води при віднесенні теплового потоку до оребреної поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, визначається за відомою формулою [10, с. 216]

$$K_{\text{ор}} = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{вн}})\phi + (1/\alpha_3)}, \quad (3)$$

де $\alpha_{\text{вн}}$ і α_3 – коефіцієнти тепловіддачі на внутрішніх та зовнішніх поверхнях калорифера, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, відповідно; ϕ – коефіцієнт оребрення зовнішніх поверхонь трубок калориферів, величина якого складає 16,48.

Коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні трубок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, визначається за [9, с. 51], а з урахуванням сталого внутрішнього

Таблиця 1

Приклад вибору калориферних установок

Показник для кожної установки	Калориферні установки	
	T1 і T2 за ВК1 і ВК2 для нагріву сирій води	T3 і T4 за ВК3 і ВК4 для нагріву хім. підгот. води
$Q_{\text{к}}, \text{кВт}$	211,6	372,6
$L_{\text{г}}^{\text{с}}, \text{кг/с}$	3,19	3,19
$t'_\text{г}, ^\circ\text{C}$	153	153
$t''_\text{г}, ^\circ\text{C}$	81,5	60
$G_{\text{вг}}, \text{кг/с}$	2,525	2,107
$t'_\text{в}, ^\circ\text{C}$	5	25
$t''_\text{в}, ^\circ\text{C}$	25	67,2
$(\rho v)_\text{г}^{\text{д}}, \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$	3,2	3,2
$\omega_\text{в}$	1	0,63
$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	48,7	42,13
$\Delta t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	102,2	55
Модель, номер	КСк3-7	КСк4-7
Кількість калориферів, спосіб під'єднання	$n_{\text{заг}} = 3; N = 3; n_{\text{к}} = 3;$ $n_\text{г} = 1; n_\text{в} = 1$	$n_{\text{заг}} = 9; N = 3; n_{\text{к}} = 3;$ $n_\text{г} = 3; n_\text{в} = 3$
$F_{\text{т}}, \text{м}^2$	42,5	160,8
$F_{\text{д}}, \text{м}^2$	49,02	193,23
$\delta F_{\text{д}}, \%$	13,3	16,8

Примітки: $n_{\text{заг}}$ – загальна кількість калориферів; N – кількість паралельних у фронтальному перетині; $n_{\text{к}}$ – кількість паралельних за напрямком руху води; $n_\text{г}$ і $n_\text{в}$ – кількість послідовних за напрямком руху димових газів і води відповідно.

діаметра трубок $d_{\text{вн}} = 13$ мм формула має наступний вигляд

$$\alpha_{\text{вн}} = (3353,6 + 49,89\bar{t}_b - 0,105\bar{t}_b^2) \omega_b^{0,8}, \quad (4)$$

де $\bar{t}_b$ – середня температура води, що нагрівається, °С.

При визначенні коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні оребрених трубок α_3 , Вт/(м²·К), слід врахувати зрошення її конденсатом водяних парів з димових газів. Згідно з методикою, що була застосована в роботі [3, с. 85] з посиленням на відповідне джерело, α_3 обчислюється за запропонованим Кудіновим А. А. безрозмірним рівнянням вигляду

$$\text{Nu}_r = 4,55 \text{Re}_r^{0,315} K_{\text{зр}}^{0,388} \text{Pr}_r^{2/3}, \quad (5)$$

де Nu_r – число Нуссельта; Re_r – число Рейнольдса; $K_{\text{зр}}$ – критерій зрошення; Pr_r – критерій Прандтля.

$$\text{Nu}_r = \frac{\alpha_3 d_{32}}{\lambda_r}; \text{Re}_r = \frac{v_r d_{32}}{\nu_r}; K_{\text{зр}} = \frac{W d_{32}}{\mu_r},$$

де d_{32} – зовнішній діаметр алюмінієвих трубок, м, який дорівнює 0,018 м; v_r – швидкість димових газів в живому перерізу калорифера, м/с; W – густина зрошення зовнішньої поверхні, кг/(м²·с); λ_r , ν_r , μ_r – відповідно теплопровідність [Вт/(м·К)], кінематична [м²/с] і динамічна [кг/(м·с)] в'язкість димових газів.

Швидкість димових газів, м/с

$$v_r = \frac{L_c (1 - \theta_r)}{\rho_r f_{\text{ж}} N}, \quad (6)$$

де ρ_r – середня густина димових газів в калориферній установці, кг/м³; $f_{\text{ж}}$ – площа живого перерізу для проходження димових газів, м² (табл. 2).

Густина зрошення зовнішньої поверхні трубок калорифера, кг/(м²·с)

$$W = \frac{L_c (1 - \theta_r) (d'_r - d''_r)}{F_d}. \quad (7)$$

Для перевірки представленої вище методики вибору ТУ при глибокому охолодженні димових газів («мокрый» режим) виконані практичні розрахунки встановлення калориферних установок за одним з котлів КВ-ГМ-6,5 для нагрівання сирой

води загальною витратою 5,05 кг/с (див. вихідні дані для установки Т1 в табл. 1) від 5 до 50 °С. Димові газы охолоджуються від 153 до 25 °С; вологовміст зменшується від 0,13 до 0,018 кг/кг с.г; коефіцієнт байпасування $\theta_r = 0,32$ [2, с. 37]. Питома кількість відведеної від димових газів теплоти складає $q_{\text{к.г}}^{\text{м}} = 303,4$ кДж/кг, а теплове навантаження калориферної установки згідно з формулою (1) $Q_{\text{к}} = 967,8$ кВт. В ТУ обрали 4 калорифери КСк 3-6 сумарною дійсною площею теплопередавальної поверхні $F_d = 55,2$ м²; всі калорифери розміщені паралельно за напрямком руху димових газів і води; дійсна масова швидкість димових газів у фронтальному перерізі $(\rho v)_d^0 = 2,07$ кг/(с·м²); швидкість руху води у в трубках калорифера $\omega_b = 1,09$ м/с.

За середньою температурою димових газів в калориферній установці $t_r = 89$ °С визначили їх фізичні властивості: $\lambda_r = 0,03036$ Вт/(м·К), $\nu_r = 20,51 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\mu_r = 20,26 \cdot 10^{-6}$ кг/(м·с), $\rho_r = 0,988$ кг/м³, $\text{Pr}_r = 0,693$. За формулою (6) визначили $v_r = 5$ м/с; за формулою (7) $W = 0,0044$ кг/(м²·с); за відповідними співвідношеннями $\text{Re}_r = 4390$, $K_{\text{зр}} = 3,9$; а за формулою (5) $\text{Nu}_r = 84,8$, після чого коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні $\alpha_3 = 143$ Вт/(м²·К). За формулою (4) при середній температурі води, що нагрівається, $t_b = 27,5$ °С, та її швидкості, визначили коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні $\alpha_{\text{вн}} = 4971,4$ Вт/(м²·К), а за формулою (3) коефіцієнт теплопередачі $K_{\text{оп}} = 97,1$ Вт/(м²·К). За відомою залежністю для перехресної схеми руху теплоносіїв визначили середній температурний напір в калориферній установці $\Delta t_{\text{ср}} = 49,12$ °С, а за рівнянням теплопередачі необхідну площу теплопередавальної поверхні $F_r = 202,9$ м². Оскільки $F_d < F_r$, то до групи з чотирьох калориферів типу КСк 3-6 послідовно встановлюємо ще три групи аналогічних калориферів, тоді $\Sigma F_d = 220,8$ м², а запас дійсної поверхні нагріву по відношенню до необхідної складатиме біля 8%, що близько до рекомендованого значення цієї величини. За відповідними формулами [10, с. 373] визначаються аеродинамічний $\Delta P_a = 95,2$ Па та гідравлічний $\Delta P_r = 48,7$ кПа опори калориферної установки.

Висновки. 1) В роботі наведені методики вибору набірних теплоутилізаційних установок

Таблиця 2

Площа живого перерізу зі сторони димових газів калориферів КСк

Модель, номер	КСк3-6	КСк3-7	КСк3-8	КСк3-9	КСк3-10	КСк3-11	КСк3-12
	КСк4-6	КСк4-7	КСк4-8	КСк4-9	КСк4-10	КСк4-11	КСк4-12
$f_{\text{ж}}, \text{м}^2$	0,111	0,137	0,163	0,189	0,240	0,685	1,027

з типових поверхневих калориферів, кількість яких, режими експлуатації («сухий» чи «мокрый») та спосіб розміщення, обумовлюються можливими потоками теплоти відхідних димових газів котлів та необхідним тепловим навантаженням споживачів гарячої води.

2) В результаті числових розрахунків отримані рівняння для визначення максимально можливих потоків відведеної теплоти при охолодженні димових газів в ТУ, а також наведені методики вибору типу та кількості калорифер-

них установок для «сухого» та «мокрого» режимів їх роботи.

3) Наведені форми представлення вихідних даних та вибору калориферних установок, а також приклади їх вибору для окремих котлів, що можуть бути встановлені в газових котельнях.

4) Напрямком подальших досліджень може бути розробка методики вибору основного обладнання та технологічних регламентів експлуатації теплоутилізаційних установок при глибокому охолодженні димових газів та зволоженні дуттьового повітря.

Список літератури:

1. Чепурний М. М., Димнич І. М., Куцак О. В. Енергетична ефективність утилізації теплоти відхідних димових газів. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. № 3. 2011. С. 37 – 40.
2. Боженко М. Ф., Камишний Б. М. Методика визначення енергетичної ефективності утилізації теплоти димових газів котельень. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. Т 35 (74). № 1 (2). 2024. С. 34-39. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.1.2/06>.
3. Боженко М. Ф., Озеруга О. В. Порівняльні характеристики утилізаційних установок димових газів котельень зі зволоженням дуттьового повітря. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1. 2020. С. 79-89. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2020.217572>.
4. Боженко М. Ф., Перевьорткіна І. Я. Каскадна утилізація теплоти димових газів опалювальних водогрійних котельень. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1 (43). 2016. С. 81 – 88.
5. Боженко М. Ф., Перевьорткіна І. Я. Підвищення ефективності утилізаторів теплоти димових газів котельень за рахунок зволоження дуттьового повітря. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1 (47). 2017. С. 51 – 57.
6. Боженко М. Ф., Озеруга О. В. Підвищення енергетичної та екологічної ефективності поверхневих теплоутилізаторів димових газів водогрійних котельень. *KPI Science News*. № 1. 2020. С. 7 – 14. DOI: 10.20535/kpi-sn.2020.1.197948.
7. Навродська Р. О. Підвищення ефективності теплоутилізаційних технологій для котельних установок комунальної енергетики. *Науковий вісник НЛТУ України*. Т. 25. № 9. 2015. С. 225–229.
8. Алабовський О. М., Боженко М. Ф., Хоренченко Ю. В. Проектування котельень промислових підприємств: Курсове проектування з елементами САПР: Навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка». К.: Вища школа. 1992. 207 с.
9. Боженко М. Ф., Сало В. П. Енергозбереження в теплопостачанні : навч. посіб. К. : НТУУ «КПІ». 2008. 268 с.
10. Боженко М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика». К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського. 2019. 380 с.
11. Стеценко О. М., Боженко М. Ф. Підвищення енергетичної ефективності котельень в системах централізованого теплопостачання. Матеріали XX Міжнародної науково – практичної конференції молодих вчених і студентів. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. 25-28 квітня 2023 р. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського. Т 1. С. 210-211.

Bozhenko M.F. METHODOLOGY FOR SELECTING SURFACE FLUE GAS HEAT RECOVERY UNITS IN BOILER HOUSES

Reducing the temperature of exhaust flue gas behind boilers installed in gas-fired boiler houses and thermal power plants increases boiler efficiency and enables the effective use of heat flows from cooled flue gas in heat recovery units for mains water heating or own needs the heat supply source. Heat recovery units (HRU) can be contact, surface, or contact-surface. The final temperature of cooled flue gas in HRUs determines their operating modes, which can be "dry" (only "sensible" heat is removed) or "wet" (both "sensible" and "latent" heat are removed). The article deals with development of the methodology for selecting modular heat recovery units from standard surface heaters, which, compared to other systems, exhibit the highest energy efficiency indicators. It should be noted that operating heaters with deep cooling of flue gas is advisable if there are consumers with low water temperature. The maximum possible flows of removed heat during flue gas cooling in HRU are determined for each of the boilers installed in the boiler house, and the required heat load

for consumers is calculated using heat balance equation, after which the operating modes of each HRU are selected. The selection of heating units is carried out based on the calculated heat transfer area from the heat transfer equation. Before starting the calculations, it is necessary to refine the heat loads of the heater units and the parameters of the coolants, and determine the necessity of installing HRUs behind all boilers. The most efficient option involves passing all flue gas after the boiler through the installed heater unit, ensuring the flue gas outlet temperature is 60 °C for the "dry" mode. For HRUs operating in the "wet" mode, the optimal flue gas outlet temperature is 20-30 °C, and when determining the heat transfer coefficient on the outer surface of finned tubes, the effect of condensation from water vapor in the flue gas is taken into account. There were developed methodologies for selecting modular heat recovery units from typical surface heaters, the number of which, operating modes ("dry" or "wet") and the ways of placement will depend on potential heat flows boilers' exhaust flue gas and required heat load for hot water consumers.

Key words: boiler house, flue gas, temperature, heat recovery unit, heat flows, water, heating surface, heat transfer coefficient.