

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТРИКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ НЕЗАЛЕЖНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.

Використання компактних підігрівально-акумуляторних установок (ПАУ) із триконтурними [1,2,3] теплообмінниками, які споруджуються на індивідуальних теплових пунктах, (ІТП), для підключення систем опалення та гарячого водопостачання, дозволяє вирішити комплекс задач, пов'язаних з економією капітальних вкладень та експлуатаційних витрат, а саме:

- зниження металоемності, за рахунок переходу на двотрубну внутріквартирну теплову мережу;
- наближення вузла приготування теплоносія для місцевих абонентських систем опалення й гарячого водопостачання, яке дозволяє зменшити тепловтрати на 5 – 15%;
- застосування закритої системи гарячого водопостачання дозволяє вирівняти графік добової нерівномірності водоспоживання, за рахунок акумулювання гарячої води в ємності ПАУ;
- використання ефекту перерозподілу теплових навантажень між системами опалення та гарячого водопостачання в години максимального та мінімального водоспоживання протягом доби;
- спорудження ІТП замість ЦТП, що підвищить надійність теплопостачання.

Кожний із трьох теплоносіїв циркулює по своєму незалежному контурі, утвореному своєю теплообмінною поверхнею  $F_{от}$  та  $F_{гв}$ .

Первинний теплоносій з температурою  $T_1$  надходить у щільний простір, утворений теплообмінними трубками діаметрами  $D_{от}$ , віддавши своє тепло вторинному теплоносію системи опалення через  $D_{от}$  з температурою  $T_2$  повертається джерелу.

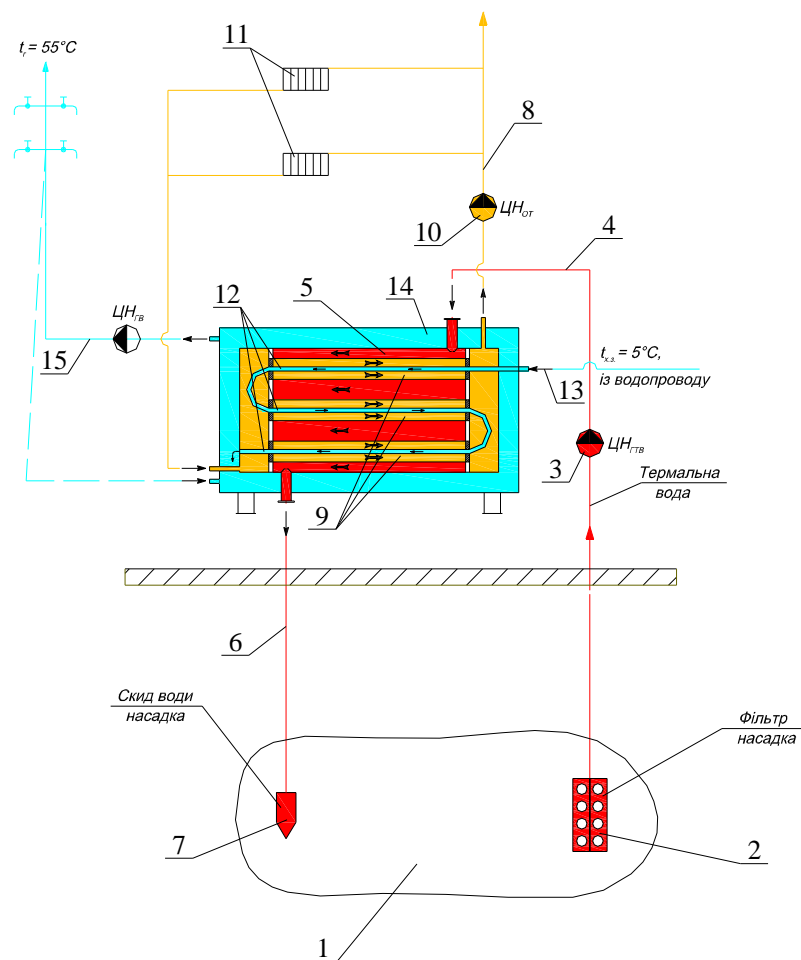
Вторинний теплоносій опалювального контуру з температурою  $t_1$  надходить у нагрівальні прилади, віддаючи своє тепло внутрішньому повітрю приміщень, і за допомогою циркуляційного насоса повертається в ПАУ з температурою  $t_2$ .

Холодна водопровідна вода з температурою  $t_x$  надходить у трубки меншого діаметру  $D_{гв}$ , де нагрівається вторинним теплоносієм до температури  $t_r$  і зливається в ємність акумулятора, за рахунок тиску в міському водопроводі, після чого з бака-акумулятора витрачається в системі гарячого водопостачання.

При зниженні або відсутності водорозбору гарячої води в нічні часи, її циркуляція відбувається через ємність акумулятора, в якому підтримується необхідна температура за рахунок підігріву через корпус теплообмінника  $D_k$ , який розміщений усередині ємності акумулятора,  $D_6$ . З метою інтенсифікації теплообміну рух первинного і вторинного теплоносіїв опалювального контуру та системи гарячого водопостачання здійснюється на противотоці.

Для теплового й конструктивного розрахунку ПАУ незалежних систем опалення і гарячого водопостачання повинні бути відомі кліматологічні умови в районі забудови; плани будинку і їх поверховість; параметри теплоносія; число жителів або споживачів гарячої води, для громадських будинків; розрахунковий тиск у тепловій мережі на абонентському уведенні.

На мал. 1 приведена незалежна схема з'єднання системи опалення і гарячого водопостачання з акумулятором тепла.



Мал. 1 – Схема з'єднання системи опалення і гарячого водопостачання з акумулятором тепла

Схема працює таким чином. Первинний теплоносієй (температури 150 – 200 °С) геотермального джерела 1 через фільтр 2 за допомогою циркуляційного насосу 3 по лінії

підведення 4 надходить в теплообмінну поверхню 5, в якій охолоджується до 70 – 75 °С і по відповідній лінії 6 через насадку 7 скидається в геотермальне джерело 1. Геотермальна вода віддає тепло через внутрішню теплообмінну поверхню теплоносію, циркулюючому по замкнутому опалювальному контуру, який нагрівається до 100 °С у теплообмінній ємкості 9, звідки перекачується насосом 10 до споживача 11, де охолоджується до температури 70 °С, потім повертається в теплообмінну ємність 9 за новим зарядом теплоти. Через внутрішню поверхню теплообмінної ємкості 9 передається тепло третьому теплоносію, циркулюючому по розімкненому контуру, що поступає в теплообмінну ємність 12, через лінію 13. Цей теплоносій температурою 5 – 15 °С підігрівається в теплообмінній ємності 12 до температури 55 °С, звідки надходить в акумулюючу ємність 14, з якої по мірі водорозбору подається по лінії 15 в систему гарячого водопостачання.

Складний теплообмін, що протікає в ПАУ із триконтурним теплообмінником, можна записати через рівняння теплового балансу, Вт:

$$Q_{ПАУ} = Q_O + (Q_{ГВ} + Q_{П}), \quad (1)$$

де  $Q_O$  – витрата теплоти на опалення;

$Q_{ГВ}$  – витрата теплоти на гаряче водопостачання;

$Q_{П}$  – втрати тепла в трубопроводах системи гарячого водопостачання.

$$Q_O = q_0 \cdot V_3 \cdot (t_B + t_{3O}) \cdot \eta, \quad (2)$$

$$Q_{ГВ} = \frac{m \cdot a \cdot (t_{Г} - t_{Х}) \cdot 1,163 \cdot k_C}{24}, \quad (3)$$

$q_0$  – питома витрата тепла на одиницю об'єму будинку, Вт/(м<sup>3</sup>·°С);  $V_3$  – об'єм будинку по зовнішньому обмірюванню, м<sup>3</sup>;  $t_B$  – температура внутрішнього повітря в приміщенні, °С;  $t_{3O}$  – температура зовнішнього повітря для проектування систем опалення, °С;  $m$  – число жителів або споживачів у будинку, чоловік;  $a$  – добова норма витрати гарячої води на людину за добу, л/чол. за добу;  $t_{Г}$  – температура гарячої води, °С;  $t_{Х}$  – температура холодної водопровідної води, °С;  $\eta$  – поправочний коефіцієнт;  $k_C$  – коефіцієнт добової нерівномірності,  $k_C = 1,2$  приймається;

Площу теплообмінної поверхні м<sup>2</sup> для нагрівання води опалювального контуру  $F_O$  і системи гарячого водопостачання  $F_{26}$  можна визначити, за формулами:

$$F_{Om} = \pi \cdot d_o \cdot L_o \cdot n, \quad (4)$$

$$F_{26} = \pi \cdot d_{26} \cdot L_{26}, \quad (5)$$

де  $n$  – число трубок, діаметрами  $d_o$ , шт;

$L_o, L_{26}$  – довжини трубок, м.

Площі поперечного перерізу для проходу теплоносія  $f_{mmp}^{geom}$ , води системи опалення  $f_{mmp}^o$  і гарячого водопостачання  $f_{mp}^{zg}$ , м<sup>2</sup>

$$f_{mmp}^{geom} = \frac{\pi d_{вн.геом}^2}{4} - n \frac{\pi d_{н.о.}^2}{4}, \quad (6)$$

$$f_{mmp}^{om} = \frac{\pi d_{вн.о.}^2}{4} - \frac{\pi d_{н.зв.}^2}{4}, \quad (7)$$

$$f_{mp}^{zg} = \frac{\pi d_{вн.зв}^2}{4} \quad (8)$$

Середні температури: теплоносія  $T_{CP}$ , води опалювального контуру,  $\tau_{CP}$  і гарячого водопостачання  $t_{CP}$  °С,

$$\begin{aligned} T_{CP} &= 0,5(T_1 + T_2), \\ \tau_{CP} &= 0,5(\tau_1 + \tau_2), \\ t_{CP} &= 0,5(t_{\Gamma} + t_X), \end{aligned} \quad (9)$$

Середньологарифмічні різниці температур для опалювального контуру  $\Delta t_{cp}^o$ , системи ГВ,  $\Delta t_{cp}^{zg}$ , також середня для ПАУ,  $\Delta t_{CP}^{ПАУ}$ , °С складуть:

$$\Delta t_{cp}^{om} = \frac{\Delta t_{\delta}^o - \Delta t_M^o}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta}^o}{\Delta t_M^o}}, \quad (10)$$

де  $\Delta t_{\delta}^o$ ,  $\Delta t_M^o$  – більша та менша різниця температур геотермальної води та води системи опалення °С.

Прямотоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^o &= T_2 - \tau_2, \\ \Delta t_M^o &= T_1 - \tau_1 \end{aligned}$$

Протитоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^o &= T_1 - \tau_2, \\ \Delta t_M^o &= T_2 - \tau_1. \end{aligned} \quad (11)$$

$$\Delta t_{cp}^{zg} = \frac{\Delta t_{\delta}^{zg} - \Delta t_M^{zg}}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta}^{zg}}{\Delta t_M^{zg}}},$$

де  $\Delta t_{\delta}^{zg}$ ,  $\Delta t_M^{zg}$  – більша та менша різниця температур води системи опалення та води ГВ °С.

Прямотоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^{zg} &= \tau_2 - t_X, \\ \Delta t_M^{zg} &= \tau_1 - t_{zg} \end{aligned}$$

Протитоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^{zg} &= \tau_1 - t_X, \\ \Delta t_M^{zg} &= \tau_2 - t_{zg}. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\Delta t_{CP}^{ПАУ} = 0,5(\Delta t_{cp}^{om} + \Delta t_{cp}^{zg}),$$

Витрата теплоносія, що циркулює в системі опалення,  $G_o$  і нагріває його на потреби гарячого водопостачання  $W_{ГВ}$ , кг/с,

$$G_o = \frac{Q_o}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (13)$$

$$W_{zg} = \frac{Q_{zg}}{c \cdot (t_{\Gamma} - t_X)}, \quad (14)$$

Температури води у всіх трьох контурах задаються і відповідно:  $\tau_1 = 150$  °С;  $\tau_2 = 70$  °С;  $T_{10} = 95$  °С;  $T_{20} = 70$  °С;  $t_{\Gamma} = 60$  °С;  $t_X = 5$  °С.

Коефіцієнт теплопередачі через теплообмінну поверхню системи опалення  $F_o$  і системи ГВ,  $F_{зв}$ , відповідно,  $k_o, k_2, k_{ОБЩ}^{ПАН}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C),

$$k_{om} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta_{нак}}{\lambda_{нак}}}, \quad (15)$$

де  $\delta_{нак}$  – товщина накипу, м, приймається 0,5 мм;

$\alpha_3$  – коефіцієнт тепловіддачі від геотермальної води до зовнішньої поверхні трубок визначається за формулою

$$\alpha_3 = (1630 + 21 \cdot T_{cp} - 0,041 T_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.геот}^{0,8}}{d_{екв}^{0,2}}, \quad (16)$$

де  $T_{cp}$  – середня температура геотермальної води, °C,

$d_{екв}$  – еквівалентний діаметр міжтрубного простору геотермального контура, м,

$\alpha_6$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води системи опалення визначається за формулою

$$\alpha_6 = (1630 + 21 \cdot \tau_{cp} - 0,041 \tau_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.о}^{0,8}}{d_{екв.о}^{0,2}}, \quad (17)$$

де  $\tau_{cp}$  – середня температура теплоносія системи опалення °C,

$d_{екв.о}$  – еквівалентний діаметр міжтрубного простору системи опалення, м,

$$k_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3^o} + \frac{1}{\alpha_6^{зв}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta_{нак}}{\lambda_{нак}}}, \quad (18)$$

де  $\alpha_3^o$  – коефіцієнт тепловіддачі від води системи опалення до зовнішньої поверхні трубок гарячого водопостачання, визначається за формулою

$$\alpha_3^o = (1630 + 21 \cdot \tau_{cp} - 0,041 \tau_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.ом}^{0,8}}{d_{эк.ом}^{0,2}}, \quad (19)$$

де  $\alpha_6^{зв}$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води гарячого водопостачання, визначається за формулою

$$\alpha_6^{зв} = (1630 + 21 \cdot t_{cp} - 0,041 t_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.зв}^{0,8}}{d_{вн.зв}^{0,2}}, \quad (20)$$

де  $t_{cp}$  – середня температура теплоносія системи гарячого водопостачання °C;

$$k_{ЗАГ}^{ПАН} = \frac{k_{om} \cdot F_{om} + k_{зв} \cdot F_{зв}}{F_1 + F_2}, \quad (21)$$

Конструктивний розрахунок триконтурного теплообмінника полягає в тому, що необхідно підібрати теплообмінні поверхні  $F_o$  та  $F_{зв}$ , таким чином, щоб коефіцієнти теплопередачі  $k_o$  і  $k_{зв}$  знаходились в діапазоні 1500-2000 Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Загальну теплопродуктивність  $W_t$ , ПАУ із триконтурним теплообмінником можна записати у вигляді,

$$Q_{ПАУ} = k_{ЗАГ}^{ПАУ} (F_1 + F_2) \cdot \Delta t_{CP}^{ПАУ}, \quad (22)$$

Об'єм акумулюючої ємності,  $m^3$ , можна визначити за формулою:

$$V_A = \frac{m \cdot a}{12} \cdot 10^{-3}, \quad (23)$$

$a = 100 \div 200$  л/чол, норма споживання гарячої води.

Наявність акумулюючої ємності в ПАУ із триконтурним теплообмінником дозволить згладити піки на графіку добового теплоспоживання в системі гарячого водопостачання, а розміщення теплообмінника усередині бака-акумулятора, сприяє підтримці розрахункової температури гарячої води ( $t_r = 55 \dots 60^\circ C$ ) при зниженні водорозбору на гаряче водопостачання.

### Список літератури:

1. Олексюк А.А. – Теплообменные процессы, протекающие между теплоносителем и нагреваемой водой в ПАУ с трехконтурным теплообменником на ИТП. Сб. Современные проблемы строительства. – Донецк: Донецкий Промстрой НИИпроект. ООО “ Лебедь ”, 2000.- с. 110-115.

2. Олексюк А.А. – Оценка эффективности работы систем теплоснабжения от ИТП с ПАУ при помощи термодинамического и эксергетического анализа. – Современные проблемы строительства. – Донецк: Донецкий Промстрой НИИпроект. ООО “ Лебедь ”, 2002.- с. 158-163.

3. Олексюк А.О., Челапко С.О. Патент України № 46558 Триконтурний теплообмінник для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання Оpubл. Бюл. №24, 2009.