

УДК 536.27

ПЕРСПЕКТИВА ВИКОРИСТАННЯ КОАКСІАЛЬНИХ ТРУБ ЯК НОВИЙ СПОСІБ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТЕПЛОНОСІЯ В ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖАХ

Ракитянська Н.А., Євтушенко О.В., Дуняк О.В., Демченко В.Г., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Надано рекомендацію щодо зменшення втрат теплової енергії в теплових мережах завдяки використанню коаксіальних труб. Виконано розрахунки розподілу температури теплоносія по довжині мережі в залежності від швидкості руху теплоносія, діаметру та матеріалу трубопроводів.

Дана рекомендація по уменьшению потерь тепловой энергии в тепловых сетях с помощью коаксиальных труб. Сделаны расчеты распределения температур теплоносителя по длине сети в зависимости от скорости движения теплоносителя, диаметра и материала труб.

The recommendation concerning reduction the heat losses in thermal networks (heating systems) by using coaxial pipes had given. The calculations of the heat carrier temperature distributions along the length of the pipelines depending on the speed of the heat carrier and diameter and material of pipe were made.

Бібл. 10, рис. 3.

Ключові слова: теплові мережі, коаксіальні труби, «труба в трубі», коефіцієнт теплопередачі.

c – теплоємність;

d – діаметр внутрішньої труби;

D – внутрішній діаметр зовнішньої труби;

F – площа теплообміну;

G – витрата;

k – коефіцієнт теплопередачі;

Nu – критерій Нусельта;

Pr – критерій Прандтля;

Q – кількість теплоти;

\dot{Q} – потужність;

R – термічний опір;

Re – критерій Рейнольдса;

t – температура;

α – коефіцієнт тепловіддачі;

δ – товщина;

λ – теплопровідність;

μ – динамічна в'язкість;

ν – кінематична в'язкість;

ρ – густина;

ω – швидкість.

Індекси верхні:

ext – розсіювання.

Індекси нижні:

0 – початковий параметр;

1 – внутрішній;

2 – зовнішній;

1_{in}, 2_{in} – початковий параметр гарячого і холодного теплоносія відповідно;

1_{out}, 2_{out} – кінцевий параметр гарячого і холодного теплоносія відповідно;

w – стінка;

eqv – еквівалентний.

1. Постановка задачі

При експлуатації теплових мереж неодмінно виникають втрати, пов'язані з охолодженням поверхні трубопроводів при контакті з оточуючим середовищем. Для їх зменшення використовують різні типи теплової ізоляції [1]: спінений поліетилен (0,037...0,038 Вт/м⁰С); спінений ка-

учук (0,033...0,038 Вт/м⁰С); пінопластова шка-
ралупа (0,037 Вт/м⁰С); напилувальний полі-
уретан (0,022...0,028 Вт/м⁰С); рідка теплоізоляція
(0,0016...0,02 Вт/м⁰С) та інші. Товщина шару
ізоляції визначається на основі теплотехнічних
розрахунків, при цьому температура на
поверхні ізоляційної конструкції трубопроводів

в прохідних каналах не повинна перевищувати 40 °С [2]. Також теплові втрати з поверхні трубопроводів збільшуються при зволоженні теплоізоляції [3], яка потрапляє до поверхні трубопроводу при затопленні їх ґрунтовими та поверхневими водами.

Протяжність магістральних і розподільчих теплових мереж в Україні становить близько 33 тис. км в двотрубному обчисленні [4]. Стан більшості незадовільний, понад 28 % тепломереж експлуатуються понад 25 років, 43 % – понад 10 років і лише 29 % тепломереж мають термін експлуатації менше 10 років [4]. Втрати теплоти в мережах складають від 20 % до 32 % із середньозваженим відсотком втрат у системах теплозабезпечення близько 14,3 % [5], чи навіть 40...50 % [6]. Тому важливою задачею є пошук нових шляхів зменшення непродуктивних втрат теплової енергії.

Оскільки теплоізоляційні властивості матеріалів є обмеженими, то єдиним шляхом зменшення втрат енергії у мережах вбачаємо у зміні концепції транспортування, а саме використання системи «труба в трубі» із великим термічним опором роздільної поверхні між гарячим та холодним теплоносієм (гарячий теплоносій у внутрішній трубі, холодний – у міжтрубному просторі).

Рішення поставленої мети відбуватиметься в чотири етапи: 1) попередній загальний аналіз можливих схем транспортування теплоносія, формулювання задачі; 2) формулювання основних припущень математичної моделі; встановлення в математичній формі зв'язку температур теплоносія в системі транспортування із змінними величинами; аналіз отриманих залежностей; 3) моделювання температур теплоносія по довжині труби в залежності від швидкості теплоносія, діаметру та матеріалу трубопроводів; 4) аналіз отриманих результатів та пошук оптимальних значень швидкостей, діаметрів, довжин та матеріалу трубопроводів.

2. Порівняльний аналіз можливих схем транспортування теплоносія

Розглянемо спрощену схему транспортування теплоносія на базі трьох елементів (рис. 1) та складемо тепловий баланс системи.

Досліджувана схема теплозабезпечення складається з генератора теплової енергії потужністю \dot{Q}_1 та споживача теплової енергії \dot{Q}_2 , а також транспортних теплових мереж з потужністю розсіювання $\dot{Q}^{(ext)}$. В такому разі, тепловий баланс системи має вигляд:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}^{(ext)} = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_1^{(ext)} + \dot{Q}_2^{(ext)}, \quad (1)$$

де $\dot{Q}_1^{(ext)}$ і $\dot{Q}_2^{(ext)}$ – потужність розсіювання теплової енергії в оточуюче середовище подавальної та зворотної труби відповідно, причому "зрозуміло" $\dot{Q}_1^{(ext)} > \dot{Q}_2^{(ext)}$.

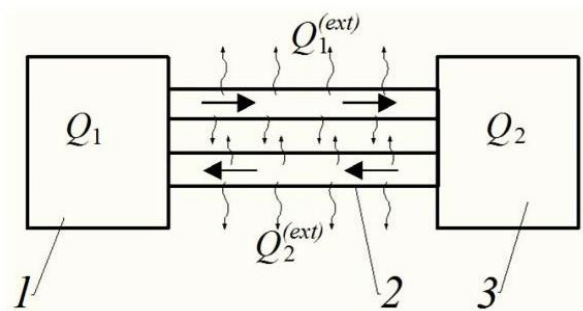


Рис. 1. Фізична модель генерування, споживання та транспортування теплової енергії (1 – теплогенератор; 2 – двотрубні теплові мережі; 3 – споживач).

Розглянемо три варіанти схем транспортування теплоносія:

1. Адіабатний варіант транспортування теплоносія, коли теплообмін з навколишнім середовищем практично відсутній – $\dot{Q}^{(ext)} \rightarrow 0$. Виходячи із рівняння теплопередачі $\Delta Q^{(ext)} = k \cdot F \cdot \Delta t$, такий режим можливий у випадках коли: або коефіцієнт теплопередачі прямує до нуля $k \rightarrow 0$; або площа поверхні теплообміну прямує до нуля $F \rightarrow 0$; або середньлогіфічний температурний напір «теплоносій – навколишнє середовище» прямує до нуля $\Delta t \rightarrow 0$. В свою чергу, умова $k \rightarrow 0$ можлива тільки коли теплопровідність роздільної стінки «теплоносій – навколишнє середовище» прямує до нуля $\lambda \rightarrow 0$. За умови, коли швидкість руху теплоносія прямує до нескінченності $\omega \rightarrow \infty$, $k \rightarrow k_{\min} = \lambda / \delta$, тоді теплові втрати мінімальні $\Delta Q^{(ext)} \rightarrow \min$, але не дорівнюють нулю. Адіабатне

транспортування дозволяє генерувати стільки теплової енергії скільки необхідно споживачу $Q_1/Q_2 = 1$, тому ККД такої системи $\sim 100\%$.

На практиці не вдається досягнути зазначених адиабатних умов. Традиційно єдиним можливим шляхом зменшення втрат теплової енергії вбачали у використанні багат шарової теплоізоляції на поверхні теплообміну. Більш того такий шлях зменшення втрат істотно підвищує вартість теплових мереж [1].

2. Реальний варіант транспортування теплоносія, коли теплообмін із зовнішнім середовищем існує – $\dot{Q}^{(ext)} > 0$. В реальних системах втрати теплової енергії в мережах можуть досягати відмітки 50 % від згенерованої теплоти [6], тому:

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}^{(ext)} \approx (\dot{Q}_1 - 0,5 \cdot \dot{Q}_1) \approx 0,5 \cdot \dot{Q}_1; \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \approx 2.$$

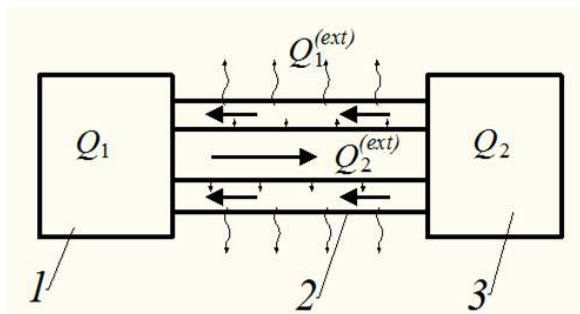


Рис. 2. Фізична модель генерування, споживання та транспортування теплової енергії на базі системи «труба в трубі» (1 – теплогенератор; 2 – система «труба в трубі»; 3 – споживач).

В реальних системах теплоспоживання існує не виправдана необхідність у генеруванні майже вдвічі більше теплової енергії, ніж насправді потрібно споживачу, що обумовлено незворотними втратами енергії в навколишнє середовище. ККД такої системи близько 50...80 %.

Отже, в умовах наростаючої енергетичної кризи, вирішення проблематики втрат теплової енергії в системах транспортування на основі збільшення товщини шару ізоляції є вичерпаним. Тому існує гостра необхідність зміни традиційної концепції транспортування теплоносія, а саме використання системи «труба в трубі».

3. Транспортування теплоносія на базі системи «труба в трубі».

Такий варіант реалізації концепції транспортування теплоносія може значно зменшити: незворотні втрати теплової енергії в навколишнє середовище за рахунок зменшення площі поверхні розділу «теплоносій – навколишнє середовище»; витрати грошових коштів на прокладку теплових мереж (земельні роботи), на теплову ізоляцію, а також така схема виступає запобіжником від механічних деформацій та розривів трубопроводів з гарячим теплоносієм, оскільки внутрішня «гаряча» труба захищена по обидві сторони гідростатичним тиском рідини.

Враховуючи припущені переваги використання системи «труба в трубі» за іншою назвою «бінарні» або «коаксіальні» труби виконаємо оцінку ефективності таких систем на основі запропонованої математичної моделі та розрахунків.

3. Математична модель стаціонарного переносу теплоти в теплових мережах на базі системи «труба в трубі»

Основні припущення математичної моделі:

1. розглядається стаціонарний режим транспортування теплоносія;
2. теплообміном через зовнішню поверхню розділу «холодний теплоносій – навколишнє середовище» знехтуємо;
3. теплоносії рухаються в режимі протитоку з однаковою витратою;
4. у міжтрубному просторі рухається холодний теплоносій, в трубному – гарячий;
5. теплофізичні властивості приймаються при середніх температурах теплоносіїв.

Математичний опис системи «труба в трубі» включає

- Рівняння теплопередачі [7-8]:

$$Q = k F_x \overline{\Delta t_x} = k F_x \cdot \frac{t_{1in} - t_{2x} - (t_{1x} - t_{2in})}{\ln \frac{t_{1in} - t_{2x}}{t_{1x} - t_{2in}}},$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad F_x = \pi d_2 x, \quad (2)$$

де Q – середньо-інтегральний тепловий потік; k – середньо-інтегральний коефіцієнт теплопередачі; α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до теплообмінної поверхні та від поверхні до холодного середо-

вища відповідно; δ/λ_w – термічний опір стінки труби, визначається товщиною стінки δ та теплопровідністю матеріалу стінки λ_w ; F – по-верхня теплообміну, яка виражена через зов-нішній діаметр внутрішньої труби d_2 та довжину x ; Δt – локальний середньологарифмічний температурний напір протитечії; t – температура теплоносія (на початку та в координаті x труби з гарячим теплоносієм – нижній індекс «1in» і «1x»; відповідно холодного теплоносія – «2in» і «2x»).

В свою чергу, коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{eqv}}, \quad (3)$$

де λ – теплопровідність теплоносія; d_{eqv} – еквівалентний діаметр, м ($d_{eqv} = d_1$ – для трубного простору, $d_{eqv} = D - d_2$ для міжтрубного простору); Nu – критерій Нусельта, який залежить від режиму руху теплоносія (критерію Рейнольдса Re), d_2 , d_1 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри внутрішньої труби, D – внутрішній діаметр зовнішньої труби.

Оскільки рух теплоносіїв у трубному та міжтрубному просторі приймається турбулентним ($Re \geq 10^5$), то маємо:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

де Pr , Pr_w – критерій Прандтля при середній температурі теплоносія та при температурі стінки відповідно.

• Рівняння теплового балансу першого та другого теплоносіїв [7–8]:

$$Q = c_1 G_1 (t_{1in} - t_{1x}) = c_2 G_2 (t_{2x} - t_{2in}), \quad (5)$$

$$G_1 = \rho_1 \cdot \omega_1 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad G_2 = \rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \pi \cdot \left[\frac{D^2}{4} - \frac{d_2^2}{4} \right],$$

$$\omega_{1,2} = \frac{Re \cdot v_{1,2}}{d_{1,2}},$$

де c і G – теплоємність і витрата теплоносія (нижній індекс «1» або «2» вказує гарячий або холодний теплоносіїв); ω – швидкість потоку теплоносія; ρ – густина теплоносія.

Отже, маємо систему двох рівнянь (2) і (5) з двома невідомими, розв'язавши яку знайдемо температурну еволюцію гарячого та холодного теплоносія t_1 , t_2 вздовж поверхні F або, що еквівалентно, довжині x (математичні перетворення дивись в [7]):

$$t_1(x) = t_{1in} - (t_{1in} - t_{2in}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}, \quad (6)$$

$$t_2(x) = t_{2in} + (t_{1in} - t_{2in}) \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}, \quad (7)$$

Як видно з (6) і (7) важливою задачею для зменшення теплообміну в теплових мережах є мінімізація функції $\{t_{1,2in} - t_{1,2}(\lambda, x, Re)\} \rightarrow \min$. Для виконання поставленої мети здійснимо аналіз впливу основних параметрів досліджуваної системи (λ , x , Re) на еволюцію температурного розподілу теплоносіїв.

4. Моделювання розподілу температур теплоносія по довжині труби в залежності від діаметру, матеріалу трубопроводів та швидкості руху теплоносіїв.

Побудуємо розрахункові криві розподілення температур гарячого та холодного теплоносія t_1 і t_2 по довжині труби x при різних значеннях діаметрів труб d , швидкостях теплоносіїв (числа Рейнольдса Re) та матеріалів теплопередаючих поверхонь (величин теплопровідності λ).

При побудові кривих використовувались такі дані:

- теплоносіїв у трубному і міжтрубному просторі – вода;
- початкова температура гарячого теплоносія [°C] $t_{1in} = 95$;
- початкова температура холодного теплоносія [°C] $t_{2in} = 60$;
- витрата холодного і гарячого теплоносіїв однакова $G_1 = G_2$;
- число Рейнольдса гарячого теплоносія $Re = = 10^5 \dots 10^7$.

- матеріал теплопередаючої поверхні:
 - сталь з теплопровідністю [Вт/м·К] $\lambda_{Steel}=47$;
 - хлорований полівінілхлорид (PVC-C) [Вт/м·К] $\lambda_{PVC-C}=0,137$ [9];
 - поліфенілсульфон (PPSU) [Вт/м·К] $\lambda_{PPSU}=0,43$ [9];
- Теплофізичні властивості розраховувались за [10] при вибраній середній температурі гарячого теплоносія $t_1=87,5^\circ\text{C}$, холодного теплоносія $t_2=65^\circ\text{C}$ та температурі стінки $t_w=75^\circ\text{C}$ (припускається, що вихідна температура гарячого і холодного теплоносія не перевищує t_{1out} і $t_{2out}=70^\circ\text{C}$ відповідно):
 - динамічна в'язкість [Па·с]: $\mu_1=314,9\cdot 10^{-6}$, $\mu_2=469,9\cdot 10^{-6}$;
 - кінематична в'язкість [м²/с]: $\nu_1=0,326\cdot 10^{-6}$; $\nu_2=0,478\cdot 10^{-6}$;
 - густина [кг/м³]: $\rho_1=965,3$, $\rho_2=983,1$;
 - теплопровідність [Вт/(м·К)]: $\lambda_1=0,676$, $\lambda_2=0,65$;
 - теплоємність [Дж/(кг·К)]: $c_1=4,208\cdot 10^3$, $c_2=4,179\cdot 10^3$;
 - коефіцієнт об'ємного розширення [К⁻¹]: $\beta_1=6,95\cdot 10^{-4}$, $\beta_2=5,11\cdot 10^{-4}$;
 - критерій Прандтля для стінки: $Pr_w=2,38$.

В межах температур від 60°C до 95°C теплофізичні властивості води не мають великих розходжень, тому інші вибрані значення середніх температур теплоносіїв неістотно вплинуть на остаточний результат t_{1out} та t_{2out} .

Оскільки вважаємо, що теплообмін з навколишнім середовищем відсутній, тоді спад температури гарячого теплоносія пропорційний приросту температури холодного, тому на рис. 3 покажемо графіки розподілу температури тільки для одного теплоносія – гарячого.

5. Аналіз

Зазначимо, що на рис. 3 масштаб координати довжини x вибирався з метою досягнення температурного насичення сталеві труби – коли температура гарячого/холодного теплоносія залишається постійною вздовж труби (відсутній теплообмін).

Аналізуючи графіки рис. 3, можна зробити висновок, що у випадку використання сталеві труби температура гарячого теплоносія спадає до температури холодного теплоносія в межах: а) 200 м, б) 300 м, в) 400 м, г) 600 м при $Re=10^5$. Збільшення числа Рейнольдса неіс-

точно впливає на зменшення теплообміну по заданій довжині трубопроводів, спад температури гарячого теплоносія складає $\Delta t_1=33...34^\circ\text{C}$ при $Re=10^5...10^6$ та $\Delta t_1=25...29^\circ\text{C}$ при $Re=10^7$ залежно від діаметрів трубопроводів (чим більший діаметр, тим менша Δt_1 , дивись рис. 3).

При використанні полімерних труб, теплообмін між гарячим та холодним теплоносіями значно зменшується. Порівняльна характеристика розподілу температур гарячого теплоносія по довжині труб при різних його швидкостях та різних діаметрах трубопроводів (рис. 3) показує відсутність температурного насичення для полімерних труб на заданій довжині $x=1000$ м. Збільшення швидкості руху теплоносія та діаметрів трубопроводів показує позитивну динаміку зменшення теплообміну між гарячим та холодним середовищами. Температурний спад гарячого теплоносія із $\Delta t_1=25...31^\circ\text{C}$ при $Re=10^5$ зменшується до $\Delta t_1=7...15^\circ\text{C}$ при $Re=10^6$ для марки полімерних труб PPSU та із $\Delta t_1=17...25^\circ\text{C}$ при $Re=10^5$ зменшується до $\Delta t_1=3...7^\circ\text{C}$ при $Re=10^6$ – для марки полімерних труб PVC-C в залежності від діаметрів трубопроводів. Це означає, що до споживача гарячий теплоносій приходить у допустимих границях, а холодний попередньо підігрівається на вході до котла, тим самим зменшуючи витрати енергоресурсів на наступний його підігрів. Збільшення числа Рейнольдса до $Re=10^7$ веде за собою практично повну відсутність теплообміну (температурний спад $\Delta t_1=0...2^\circ\text{C}$) по всій заданій довжині труб теплових мереж незалежно від їх діаметрів та марки полімеру, тобто температури теплоносіїв, як гарячого так і холодного, залишаються практично незмінними.

Використання полімерних труб викликає великий інтерес для зменшення непродуктивних витрат теплоти у теплових мережах. Це пояснюється незначною теплопровідністю полімерних матеріалів, яка майже в 100...300 разів менша за теплопровідність сталі.

Висновки

Сучасна теплова ізоляція по показнику теплопровідності досягла своїх граничних показників, подальше зменшення теплових витрат

через поверхню мереж пов'язано лише з непомірним ростом товщини ізоляції та вартості мережі. Тому існує гостра необхідність зміни традиційної концепції транспортування теплової енергії. Вирішенням поставленої задачі може бути застосування технології подвійних стінок, а саме системи «труба в трубі», де гарячий

теплоносій рухається у внутрішній трубі, а холодний – у міжтрубному просторі. На базі запропонованої технології наданий опис розрахунків при конструюванні ділянки теплової мережі. Розрахунки виконувалися із використанням математичного пакету MathCad, що дозволило наглядно візуалізувати розрахунки

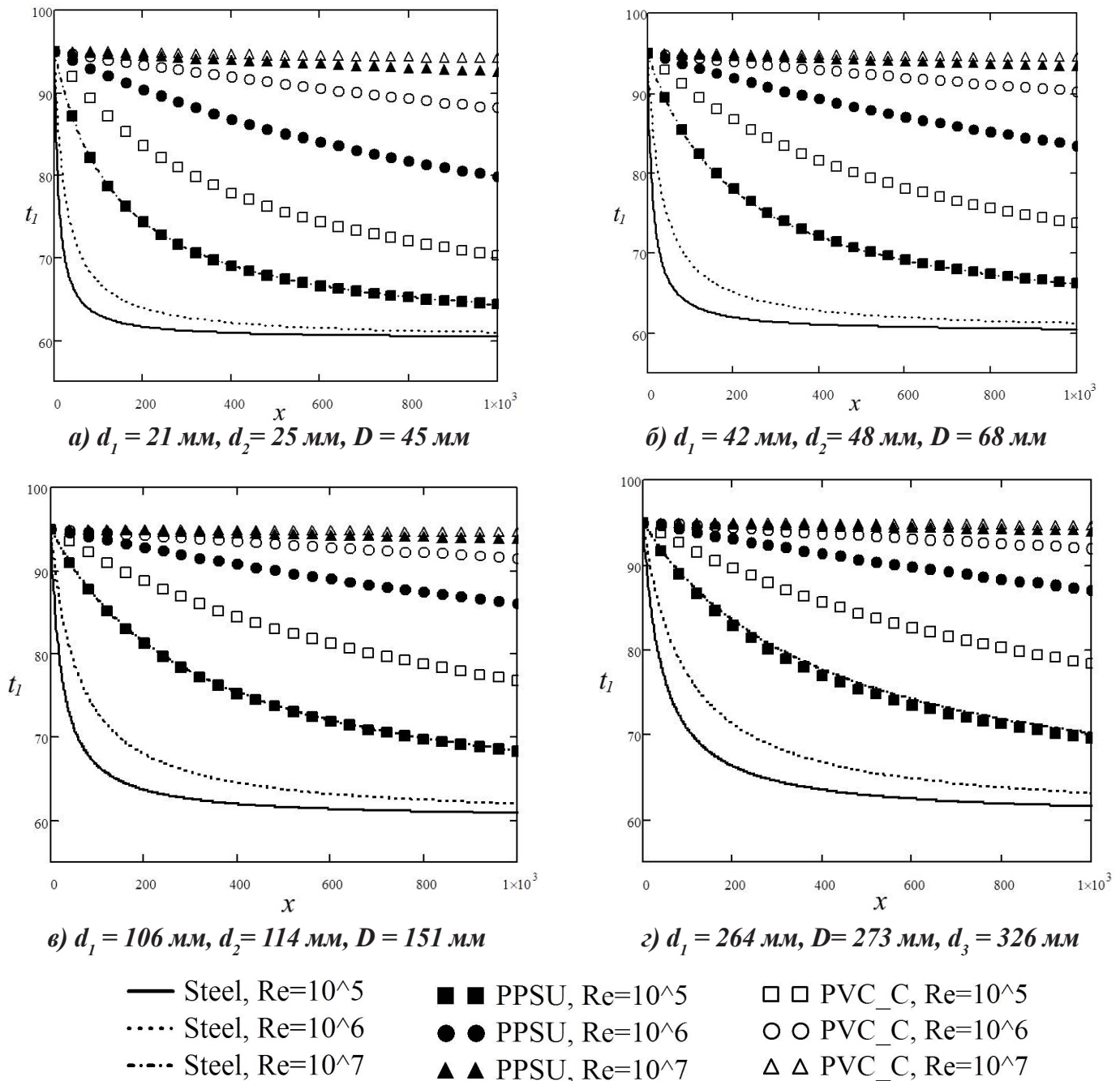


Рис. 3. Криві розподілу температури гарячого теплоносія $t(\lambda, x, Re)$ по довжині труби x при різних значеннях діаметрів і матеріалів труб та числа Рейнольдса теплоносія.

при введені варійованих параметрів системи (діаметр та довжина труб, число Рейнольдса, теплопровідність матеріалу) та оцінити вплив технологічних параметрів модельованого об'єкту на його оптимальні теплофізичні показники. Було встановлено, що використання металевої внутрішньої труби (нержавіюча сталь) призводить до різкої втрати теплової енергії, зокрема початкова температура гарячого теплоносія (95 °С) знижувалася до початкової температури холодного теплоносія (60 °С) вже на довжині 200 м для труб діаметром $d_1 = 21$ мм, $d_2 = 25$ мм, $d_3 = 45$ мм; на довжині 300 м для $d_1 = 42$ мм, $d_2 = 48$ мм, $d_3 = 68$ мм; 400 м – для $d_1 = 106$ мм, $d_2 = 114$ мм, $d_3 = 151$ мм; ; 600 м – для $d_1 = 264$ мм, $d_2 = 273$ мм, $d_3 = 326$ мм;. Як наслідок для великих довжин та діаметрів трубопроводів необхідно або використовувати низькотеплопровідні матеріали внутрішньої труби (наприклад, поліетилен, полібутилен, поліпропілен, хлорований полівінілхлорид, поліфенінсульфон та інші) або нарощувати термічний опір металевої стінки труби завдяки використанню теплоізоляції, або непомірно збільшувати швидкість руху теплоносія (до $Re = 10^8$), що технологічно здійснити дуже важко.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шойхет Б. М, Ставрицкая Л. В, Ковылянский Я. А. Тепловая изоляция трубопроводов тепловых сетей // Энергосбережение. 2002. № 5.

2. ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі», п. 19.2.

3. Иванов В.В., Букаров Н.В. Влияние увлажнения изоляции и грунта на тепловые потери подземных теплотрасс. // Новости теплоснабжения №8, 2001, с. 23–27.

4. Урядовий портал України (електронний ресурс). Режим доступу: www.kmu.gov.ua/

5. Соціально-економічний стан України: наслідки для народу та держави. Національна доповідь / За заг. ред. В.М. Гейця [та ін.]. – К.: НВЦ НБУВ, 2009. – 687 с.

6. Байса А.В. Корпорация «Энергоресурс - Инвест» – опыт внедрения энергосберегающих технологий и оборудования в строительстве и коммунальном хозяйстве. // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоефективність 2004». Додаток до журналу «Холодильная техника і технологія» – С.117-119.

7. Ильченко О.Т. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС: Учеб. пособие. – К.: Вища шк., 1992. – 207 с.

8. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии. 2-е изд., перераб. и дополн. – М.: Химия, 1991. – 496 с.

9. Журнал «Монтаж+Технологія» №7/за ред. ТОВ «Форум Інвест», 2010. – 24 с.

10. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.

**PERSPECTIVES OF USING COAXIAL PIPES
AS A NEW WAY OF THE HEAT CARRIER
TRANSPORTATION IN CENTRAL
HEATING SYSTEMS**

Rakityanska N.A., Ievtushenko O.V., Duniak O.V., Demchenko V.G.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

Key words: central heating systems, coaxial pipe, tube-in-tube, heat transfer coefficient.

The article describes several variants for the heat carrier transportation in central heating systems (ideal, real and proposed). It was proved the unproductive losses on each of them and was recommended methods to reduce the heat lost. The proposed variant of the heat carrier transportation is in the usage coaxial pipes. It was provided the mathematical description of the new system and made calculations of the heat carrier temperature distribution along the length of the pipes depending on heat carrier speed, pipelines diameter and material. It was defined the technological parameters at which coaxial tube enables to get optimal thermal-physics indices of the heat carrier.

References 10, fig. 3.

1. *Shoikhet B.M., Stavritskaya L.V., Kovylyansky J.A.* Thermal insulation of pipelines of heating networks // *Energoberezhnie*. 2002. № 5. (Rus.)

2. *DBN V.2.5-39:2008* «Heating system», p. 19.2. (Ukr.)

3. *Ivanov V.V., Bukarov N.V.* Influence of soil moisture on the insulation and thermal losses of underground heating mains. *Novosti teplosnabzheniya* №8, 2001, p. 23-27. (Rus.)

4. *Uryadoviy portal* Ukrayini (elektronniy resurs). Rezhim dostupu: : www.kmu.gov.ua/ (Ukr.)

5. *Socio-economic* Ukraine: consequences for the people and the state. National Report / Za zag. red. Heytsya V.N. [ta in.]. – K.: NVTs NBUV, 2009. – 687 p. (Ukr.)

6. *Bayes A.V.* Corporation "Energoresurs - Invest" – the experience of introducing energy-saving technologies and equipment in the construction and public utilities. // *Zbirnik naukovih Mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi "Energoefektivnist 2004"*. Dodatok do zhurnalu "Holodilna tehnika i tehnologiya" – P.117-119. (Rus.)

7. *Ilchenko O.T.* Heat and mass transfer devices TPP and NPP: Proc. allowance. – K.: Vishcha shk., 1992. – 207 p. (Rus.)

8. *Dytnerky Y.I.* Processes and devices of chemical technology. 2nd ed., Rev. and compl. – M.: Himiya, 1991. – 496 p. (Rus.)

9. *Journal "Installation + Technology"*/ ed. LLC "Forum Invest", 2010. – 24 p. (Ukr.)

10. *Vargaftik N.B.* Handbook on thermophysical properties of gases and liquids. (Rus.)

Получено 15.10.2015

Received 15.10.2015

УДК 536.24: 697.1

НЕКОТОРЫЕ ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ ЗДАНИЙ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ

Круковский П.Г., д-р техн. наук, Тадля О.Ю., канд. техн. наук, Дейнеко А. И., Скляренко Д. И.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев-57, 03057, Украина

Проведено аналіз методів підвищення енергоефективності будівель за допомогою регулювання теплоспоживання різними пристроями (включаючи індивідуальні теплові пункти) без- і з урахуванням контролю температури повітря в приміщеннях (зворотного зв'язку). Особливу увагу приділяється методу економії енерговитрат за рахунок зниження температури повітря в періоди відсутності людей. На прикладі аналізу теплового стану старого адміністративного будинку с низькою енергоефективністю показані шляхи зниження енерговитрат до 4 % при централізованому тепlopостачанні.

Проведен анализ методов повышения энергоэффективности зданий посредством регулирования теплоснабжения различными устройствами (включая индивидуальные тепловые пункты) без- и с учетом контроля температуры воздуха в помещениях (обратной связи). Особое внимание уделяется методу экономии энергозатрат за счет снижения температуры воздуха в периоды отсутствия людей. На примере анализа теплового состояния старого административного здания с низкой энергоэффективностью показаны пути снижения энергозатрат до 4 % при централизованном теплоснабжении.

Carried the analysis methods for increasing energy efficiency in buildings by controlling heat consumption of various devices (including individual heating units) and taking into account the control of the room temperature (feedback). Special attention is given to the saving energy method by reducing the air temperature in the periods of people absence. On the example of the low energy old administrative building's thermal state shown the ways energy consumption reducing to 4 % in the district heating.

Бібл. 8, рис. 3.

Ключевые слова: экономия энергии на отопление здания, управление системой отопления, индивидуальный тепловой пункт, динамическая тепловая модель здания, эксперимент в здании, регулирование температуры воздуха в здании.

Среди методов снижения энергопотребления систем отопления зданий наиболее дешёвыми являются методы контроля и оптимального регулирования теплоснабжения зданий с помощью существующей системы управления отоплением. В старых зданиях часто заменяют существующие элеваторы на индивидуальные тепловые пункты (ИТП) [1], что позволяет более точно регулировать и снижать теплоснабжение зданий, например, путем устранения «перетоков» в теплое время зимы, но часто не позволяет устранить «недотопы» в холодное время зимы вследствие недостаточной температуры теплоносителя в сети, из-за чего в зданиях снижается температура воздуха.

Регулирующие приборы осуществляют ре-

гулирование температуры воздуха в помещении как по схеме с учетом, так и по схеме без учета обратной связи. Однако во многих схемах заданная температура в помещениях поддерживается за счет подбираемых (в основном вручную) графиков изменения температуры теплоносителя в зависимости от времени суток на основе, так называемой, базовой кривой отопления здания, — зависимости расхода сетевой воды или температуры подающей воды в систему отопления здания от температуры окружающей среды.

Определённую экономию можно также получить за счет максимального снижения температуры воздуха в здании во время отсутствия людей. Суть способа состоит в том, что во вре-

мя отсутствия людей система отопления снижает свою мощность, и температура воздуха в помещении также снижается до определенного значения экономной температуры, при которой не происходит конденсация влаги на внутренней поверхности наружных ограждений здания. Затем в некоторый момент времени (в [2,3] называемый оптимальным временем включения) система отопления включается для прогрева воздуха до заданной пользователем температуры к моменту прихода людей в помещения. Алгоритм определения оптимального времени включения, основанный на использовании тепловой модели помещения, детально описан в [2].

В литературе имеются некоторые примеры применения этого метода. Так, авторы работы [4] предлагают алгоритм управления тепловым режимом помещений, основанный либо на минимуме теплопотребления, либо на минимуме оплаты за электроэнергию (использование льготного ночного тарифа). Приведенное в [4] значение экономии энергии составляет 4...5 % для обоих алгоритмов. В [5] указано что, чем ниже мощность системы отопления в период остывания и чем выше мощность системы отопления в период нагрева, тем эффективней будет регулирование и больше величина экономии тепловой энергии. По результатам расчетов приводятся значения экономии 6,4 % (при мощности «нагрева» большей, чем стационарная на 40 %).

В данной работе на примере административного здания с низкой энергоэффективностью рассматриваются ряд путей снижения энергозатрат посредством введения обратной связи и улучшения суточного регулирования теплопотребления с помощью существующего в здании ИТП и тепловой модели здания.

Рассмотрим четырехэтажное административное здание Института технической теплофизики (ИТТФ) старой постройки (60-ые годы XX века) в г. Киеве, которое имеет 130 помещений. Здание имеет самый низкий класс энергоэффективности – F [6]. В здании имеется ИТП с погодозависимым регулированием без обратной связи между зданием и ИТП. Управление ИТП осуществляется положением автоматической

задвижки на входящем трубопроводе теплосети, которое обеспечивает необходимую температуру воды из теплосети согласно базовой кривой отопления. Для данного здания управление ИТП осуществляется неэффективно, поскольку не учитываются изменение количества людей, величины бытовых тепловыделений в течении суток, наличие ветра и влияния солнечной радиации.

Анализ возможных путей снижения энергозатрат проводилось по следующей схеме:

1. Проведение экспериментальных измерений температур в различных помещениях здания;
2. Построение и настройка по экспериментальным данным тепловой модели здания ИТТФ;
3. Анализ возможного снижения энергозатрат путем уточнения базовой кривой ИТП;
4. Анализ и прогнозирование других способов снижения энергозатрат, включая введение обратной связи и использования способа экономии в периоды отсутствия людей.

Экспериментальные измерения. Измерялись температуры окружающей среды и воздуха в здании в пяти типичных помещениях. В ИТП измерялись количество теплоты для отопления здания, температуры сетевой воды, подачи и обратки в систему отопления здания и ее расход.

Построение тепловой модели ГК. Модель выбиралась простой и достаточно информативной для проведения анализа, поскольку только при наличии модели всего здания можно достичь наиболее эффективного регулирования теплового режима этого здания. Модель учитывала совместное тепловое состояние конструкций здания, воздуха в нем, системы отопления и регулирующего устройства.

На рис. 1 приведена выбранная схема тепловой модели здания с системой отопления и ИТП. В модели присутствуют четыре узла, – три расчетных (воздух в здании, система отопления и ограждающие конструкции) и один задаваемый – температура окружающей среды. Связь между узлами осуществляется с помощью эффективных (учитывающих кондуктивный, конвективный и лучистый теплообмен) коэффициентов теплопередачи. Расчетные узлы учитывают инерционные

свойства (полные теплоемкости) структурных элементов здания, воздуха и системы отопления. Три термических сопротивления и три полные теплоемкости идентифицировались по экспериментальным измерениям средней температуры воздуха в 5-ти помещениях и средней температуре системы отопления с помощью алгоритмов, описанных в [2,3].

Результаты расчетов показывают, что модель в динамическом режиме достаточно хорошо описывает изменение температуры воздуха в здании. Температура воздуха качественно по-

вторяет изменения температуры окружающей среды с опозданием, вызванным инерцией здания (рис. 2. кривые 2 и 3). По результатам, представленным на рис. 2 видно, что существующий алгоритм регулирования, реализованный в ИТП, работает плохо, поскольку имеют место как «перетоп» до $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, так и недогрев помещений до $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Разработанная модель использовалась для анализа и прогнозирования эффективности следующих различных способов снижения энергозатрат в здании.

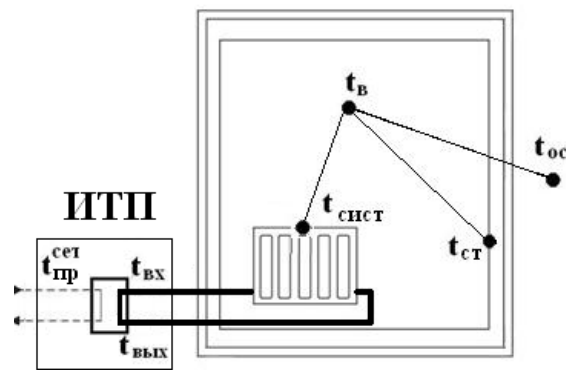


Рис. 1. Схема рассматриваемого здания с указанием узлов и тепловых связей модели.

Уточнение базовой кривой ИТП. Для уточнения базовой кривой в стандартной методике [7] использовались найденные по результатам идентификации значения параметров. Предлагаемая кривая лежит на $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше при температуре окружающей среды равной $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. В большинстве помещений здания по результатам экспериментальных исследований температура

воздуха не поддерживалась на заданном уровне $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 2). Экономия энергии за период эксперимента при уточнении базовой кривой отопления составила – $3,4\%$. Отрицательная величина экономии связана с тем, что существующая базовая кривая не поддерживает заданный уровень температуры воздуха в здании на уровне $18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

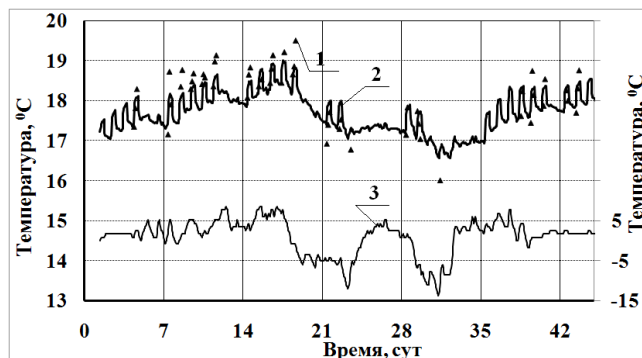


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха в здании от времени. 1 – эксперимент, 2 – расчетные температуры, 3 – температура окружающей среды (по правой шкале).

Введение обратной связи и алгоритма управления временем включения системы отопления τ^* . Для здания введение обратной связи и алгоритма управления временем включения системы отопления позволяет получить экономию 3,7 % и обеспечить более комфортные условия для людей. Здание обладает большой

инерционностью, – за один рабочий день с 9 до 18 часов температура воздуха всего два раза повышается, а потом снижается в пределах заданного диапазона (рис. 3). Колебания температуры воздуха вызваны также наличием бытовых тепловыделений в дневное время, которые в ночное время отсутствуют.

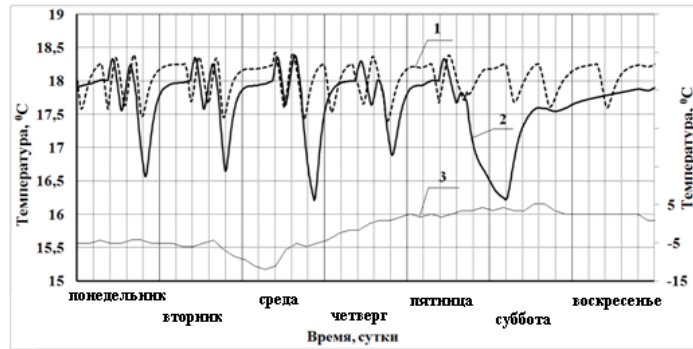


Рис. 3. Зависимость температуры воздуха в помещениях (1, 2) и окружающей среды (3) от времени. 1 – поддержание температуры воздуха в заданном интервале, 2 – режим снижения температуры воздуха.

Расчеты показывают, что здание имеет возможность потреблять тепловую мощность от теплосети на величину, большую, чем его теплопотери (так называемый – запас мощности ЗМ) на 6...8 %. Этим и объясняется маленькая величина экономии тепловой энергии при периодическом снижении температуры воздуха в помещениях в нерабочее время, при больших значениях ЗМ экономия будет больше [8]. При низких значениях температур окружающей среды (ниже $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) данный способ экономии энергии нельзя применять, поскольку теплосеть дает недостаточный ЗМ.

Таким образом, снижение энергозатрат путем улучшения алгоритмов управления работы ИТП относится к малозатратным мероприятиям, поскольку его использование не нуждается в существенных капитальных и эксплуатационных затратах.

Выводы

1. Возможности регулирования теплопотребления зданий недостаточно используются для повышения энергоэффективности существующих зданий особенно старой постройки с устаревшими системами отопления. Для его эффективного использования необходимо наличие

контроля температуры воздуха в здании различными устройствами и введения обратной связи между помещениями здания и его ИТП.

2. Для определения оптимального алгоритма регулирования необходимо наличие модели теплового состояния здания, которая может быть построена на основе кратковременных (1...3 недели) измерений температур воздуха, прямой и обратной температуры воды в теплосети, расхода воды в теплосети и желательно бытовых тепловыделений.

3. На примере анализа теплового состояния административного здания с низкой энергоэффективностью показаны пути снижения энергозатрат до 4 % при централизованном теплоснабжении.

Авторы выражают благодарность сотрудникам ИТТФ Бабаку В.П. и Назаренко О.А. за помощь в получении экспериментальных данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. СП 41-101-95 Своды правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловых пунктов.
2. Круковский П.Г., Тадля О.Ю., Метель М.А.,

Скляренко Д.И. Методическое обеспечение способа экономии энергии за счет периодического снижения температуры воздуха в помещении // Промышленная теплотехника. – 2014. – т. 36, №1. – с. 50-58.

3. Круковский П.Г., Скляренко Д.И., Тадля О.Ю., Метель М.А. Определение параметров теплопотерь помещений при нестационарном тепловом режиме// Промышленная теплотехника. – 2013. – т. 35, №6. – с. 47-56.

4. Berthou T., Stabat R., Salvazet R., Marchio D. Optimal control for building heating: an elementary school case study // Proceedings of BS2013: 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France. – August 26- 28. – P. 1944-1951.

5. Панферов В.И., Анисимова Е.Ю., Нагорная А.Н. Об оптимальном управлении тепловым режимом здания // Вестник ЮУрГУ, Серия: Энергетика. – 2007. – №20. – с. 3-9.

6. ДБН В.2.6-31:2006 Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель.

7. *Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей*: Справочник/В. И. Манюк, Я. И. Каплинский и др.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Стройиздат, 1988.— 432 с.

8. Круковский П.Г., Тадля О.Ю., Метель М.А. Влияние запаса мощности системы отопления на эффективность способа экономии энергии за счет снижения температуры воздуха в помещении// Промышленная теплотехника. – 2009. – № 2. – С. 76-82.

SOME WAYS TO REDUCED ENERGY COSTS BUILDINGS BY REGULATING HEAT CONSUMPTION

Krukovsky P. G., Tadlia O.Y., Deineko A. I., Sklyarenko D.I.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2, a, Kyiv-57, 03057, Ukraine

Key words: saving energy for heating buildings, control heating, individual heat point, dynamic building thermal model, building experiment, building air temperature control.

Carried the analysis methods for increasing energy efficiency in buildings by controlling heat consumption of various devices (including individual heating units) un- and taking into account the control of the room temperature (feedback).

Special attention is given to the saving energy method by reducing the room air temperature in the people absence periods. This low-costly way to save energy is not enough currently in use due to the absence of optimal control algorithms ITP. Although the potential of this method can reach 15...20 %.

It is shown that for effective regulation to save energy, you must have control of the room air temperature of the various devices (including individual heating units) and the introduction of a feedback between the room building and ITP.

On the example of the low energy old administrative building's thermal state shown the ways energy consumption reducing to 4 % in the district heating.

References 8, fig. 3.

1. *SP 41-101-95* Practice Guidelines for design and construction. Design of heat points.

2. *Krukovsky P. G., Tadlia O.Y., Metel M.A., Sklyarenko D.I.* Methodical maintenance saving energy by periodic reduce room air temperature // *Prom. teplotekhnika*. – 2013. – № 6. – P. 47 –56. (Rus).

3. *Krukovsky P.G., Tadlia O.Y., Metel M.A., Sklyarenko D.I.* Heat losses room's parameters determination under transient thermal state // *Prom. teplotekhnika*. – 2014. – №1. – P. 50-58. (Rus).

4. *Berthou T., Stabat R., Salvazet R., Marchio D.* Optimal control for building heating: an elementary school case study // *Proceedings of BS2013: 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France*. – August 26- 28. – P. 1944-1951.

5. *Panferov V.I., Anisimova E.U., Nagornaya A.N.* Optimal control of thermal regime of the building // *Vestnik SU-SU, Series: Energy*. - 2007. - №20. - P. 3-9.

6. *DBN V.2.6-31: 2006* Construction of buildings and structures. Thermal insulation buildings.

7. *Setting up and operation of the water heating networks: Manual* / B. I. Manyuk, YI Kaplinsky and others-3rd ed., Rev. and dop.- М.: Stroyizdat, 1988.- 432 p.

8. *Krukovsky P.G., Tadlia O.Y., Metel M.A.* Power reserve heating system influence on the effective way to save energy by reducing the air room temperature // *Prom. teplotekhnika*. – 2009. – № 2. – P. 76-82. (Rus).

Получено 04.11.2015

Received 04.11.2015

УДК 697.12

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ОБОГРЕВЕ ПОМЕЩЕНИЯ ЧУГУННЫМ РАДИАТОРОМ М-140. ЧАСТЬ 2. ПЕРИОДИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ОТОПЛЕНИЯ

Басок Б.И., член-корреспондент НАН Украины, **Давыденко Б.В.**, докт. техн. наук,
Тимошенко А.В., канд. техн. наук, **Гончарук С.М.**, канд. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, г. Киев, 03680, Украина

Представлено результати розрахунку кількості теплової енергії, що витрачається на обігрів приміщення за допомогою чавунного радіатора. Досліджується періодичний режим опалення, що встановлюється при періодичному вмиканні та вимиканні водогрійного пристрою.

Представлены результаты расчета количества тепловой энергии, расходуемой на обогрев помещения с помощью чугунного радиатора. Исследуется периодический режим отопления, который устанавливается при периодическом включении и отключении водогрейного устройства.

The results of the calculation of the amount of thermal energy for heating the room by cast-iron radiator are presented. We study the periodic heating regime, which is set by periodic switching on and off the device for heating of the water.

Библ. 2, рис. 7.

Ключевые слова: обогрев помещения, температурный режим, радиатор.

C , Дж/(кг·К) – теплоемкость;

c_0 , Вт/(м²К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$\Delta E_{\text{наг}}$, МДж – количество энергии, затраченное на нагрев системы отопления за один период;

E_m , кВт·час/мес – количество энергии, потребляемой системой отопления за один месяц;

F , м² – площадь одной секции радиатора;

K – количество периодов нагрева-охлаждения системы отопления в календарном месяце;

m , кг – масса;

N , Вт – мощность нагревателя;

n – количество секций радиатора;

Q , Вт – тепловой поток;

R , м²К/Вт – термическое сопротивление;

S , м² – площадь наружных ограждений помещения;

t , °С – температура;

$\bar{t}_{\text{в}}$, °С – средняя за период температура воздуха в

помещении;

ε – степень черноты;

τ , с – время.

Нижние индексы:

max – максимальный;

min – минимальный;

в – воздух внутри помещения;

инф – инфильтрация;

м – месяц;

н – наружный воздух;

наг – нагрев;

окр – окружающая среда;

ох – охлаждение;

р – радиатор;

с.в – стена внутренняя;

с.н – стена наружная;

т – теплоноситель;

ч – чугун.

Введение

В [1] с использованием приближенной теплофизической модели теплопереноса в помещении, отапливаемом чугунным радиатором, рассчитывается количество тепловой энергии, необходимой для поддержания в помещении нормативной для зимнего периода температуры. Рассматривал-

ся случай централизованной системы отопления здания. Характерным для этого случая является то, что теплоноситель, подаваемый в эту систему, имеет определенную температуру и расход, которые задаются теплогенерирующим предприятием. Представленные результаты расчетов были получены для стационарных условий, при

которых температура наружного воздуха t_n и температура радиатора t_p не изменялись во времени.

Интерес представляет также случай теплоснабжения помещения с использованием индивидуального водогрейного котла, работающего в периодическом режиме. Котел может включаться и выключаться в зависимости от температуры теплоносителя или от температуры воздуха в помещении. При первом способе регулирования данной системы теплоснабжения разогрев теплоносителя начинается, когда температура радиатора снижается до значения $t_{p,\min}$ и заканчивается при достижении этой температуры значения $t_{p,\max}$. Далее процесс нагрева теплоносителя прекращается до момента времени, когда температура радиатора вновь снизится до значения $t_{p,\min}$. При втором способе регулирования разогрев теплоносителя начинается при температуре воздуха в

$$\begin{aligned} (nC_q m_p + C_r m_r) \frac{dt_p}{d\tau} = N - nF \cdot 1,66 \cdot (t_p - t_b)^{4/3} - \frac{0,25 \cdot nF \cdot c_0}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_{c.н} - 1} \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{c.н} + 273}{100} \right)^4 \right] - \\ - \frac{0,25 \cdot nF \cdot c_0}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_{c.в} - 1} \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{c.в} + 273}{100} \right)^4 \right], \end{aligned}$$

где $t_{c.н}$ – температура той части внутренней поверхности наружной стены, что находится непосредственно за радиатором; $t_{c.в}$ – значения температуры внутренних стен, пола и потолка, которые считаются примерно одинаковыми.

Анализ результатов расчетных исследования

Результаты расчета температурных режимов помещения при использовании двух указанных выше способов регулирования системы отопления приведены на рис. 1...4. Рассматриваются следующие параметры настройки системы регулирования. При первом способе нагрев системы отопления начинается при $t_{p,\min} = 40$ °С и заканчивается при $t_{p,\max} = 63$ °С. При втором способе регулирования начало нагрева теплоносителя происходит при $t_{b,\min} = 19$ °С и заканчивается при $t_{b,\max} = 21$ °С. Температура наружного воздуха во всех случаях принимается равной $t_n = -5$ °С. Указанные параметры регулирования системы отопления обеспечивают приблизительно одинаковые значения средней температуры воздуха внутри помещения. Для нагрева теплоносителя могут применяться нагреватели с разной мощностью: $N = 1000...2000$ Вт. Следует также отме-

помещении $t_{b,\min}$ и заканчивается при $t_{b,\max}$. Для разогрева теплоносителя используется нагреватель мощностью N . Особенности каждого из этих способов регулирования исследуются на примере отопления рассмотренного в [1] помещения площадью 15 м².

Постановка задачи

Для расчета нестационарного температурного режима в указанном помещении используется представленная в [2] система уравнений теплового баланса для отдельных элементов помещения. Для случая переменной во времени температуры теплоносителя указанная система дополняется уравнением теплового баланса для теплоносителя и радиатора, значения температуры которых считаются приблизительно одинаковыми:

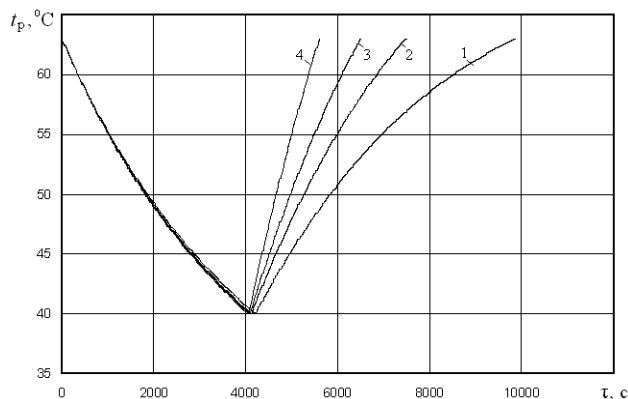
тить, что мощность N не должна быть ниже некоторого минимального значения, при котором теплота, расходуемая на нагрев теплоносителя, полностью передается воздуху в помещении и ограждениям. На нагрев же теплоносителя энергии при этом не будет хватать.

При обоих способах регулирования система отопления работает в периодическом режиме. При этом, как при первом, так и при втором способе регулирования, длительность периода Δt , который соответствует интервалу времени между двумя последовательными включениями или отключениями нагревательного устройства, зависит от мощности нагревательного устройства N .

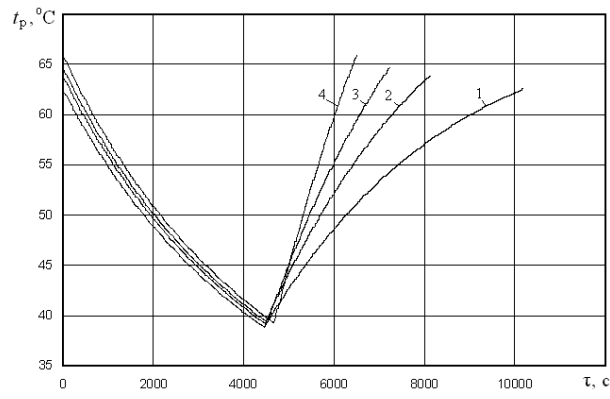
Влияние мощности нагревателя на изменение температуры радиатора во времени при двух способах регулирования представлено на рис. 1. Как видно из рисунка, при первом способе регулирования температура радиатора изменяется в заданных пределах $t_p = 40...63$ °С (рис. 1, а). При втором способе значение t_p изменяется в более широком диапазоне. Так при $N = 1000$ Вт температура радиатора изменяется в пределах $t_p = 38,8...62,5$ °С, а при $N = 2000$ – в пределах

$t_p = 39,2 \dots 65,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 1, б). При изменении мощности нагревателя от $N = 1000 \text{ Вт}$ до $N = 2000 \text{ Вт}$, интервалы времени, за которые система отопления охлаждается, составляют: $\Delta\tau_{\text{ох}} = 4220 \dots 4070 \text{ с}$ – при первом способе регулирования, и $\Delta\tau_{\text{ох}} = 4460 \dots 4680 \text{ с}$ – при втором способе регулирования. Гораздо существеннее от мощности нагревательного устройства зависят интервалы времени, при которых система отопления разогревается. Так при первом способе регулирования система отопления разогревается от $t_p = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $t_p = 63 \text{ } ^\circ\text{C}$ за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 5670 \text{ с}$ при $N = 1000$ и за

$\Delta\tau_{\text{наг}} = 2450 \text{ с}$ при $N = 2000 \text{ Вт}$. При втором способе регулирования воздух внутри помещения нагревается от $t_b = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $t_b = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$ за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 5750 \text{ с}$ при $N = 1000 \text{ Вт}$ и за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 1830 \text{ с}$ при $N = 2000 \text{ Вт}$. Таким образом, при первом способе регулирования период работы системы отопления $\Delta\tau = \Delta\tau_{\text{ох}} + \Delta\tau_{\text{наг}}$ составляет 5670 с при $N = 1000 \text{ Вт}$ и 2450 с при $N = 2000 \text{ Вт}$. При втором способе регулирования, значения указанных периодов будут $\Delta\tau = 10210 \text{ с}$ при $N = 1000 \text{ Вт}$ и $\Delta\tau = 6510 \text{ с}$ при $N = 2000 \text{ Вт}$.



а)



б)

Рис. 1. Изменение во времени температуры радиатора в зависимости от мощности нагревательного устройства при первом (а) и втором (б) способах регулирования системы отопления: 1 – $N = 1000 \text{ Вт}$; 2 – 1250 ; 3 – 1500 ; 4 – 2000 .

Изменение во времени температуры воздуха внутри помещения при различных значениях N представлено на рис. 2. При втором способе регулирования температура воздуха внутри помещения изменяется в пределах, практически совпадающих с параметрами регулирования $t_{b, \text{min}}$ и $t_{b, \text{max}}$ (рис. 2, б). Незначительное увеличение t_b в течение короткого промежутка времени после отключения нагревателя, а также снижение t_b после его включения, связано с температурным влиянием внутренних ограждений помещения, тепловая инерция которых значительно превосходит тепловую инерцию воздушной среды. Интервалы времени, в течение которых происходит увеличение или уменьшение температуры воздуха в помещении, близки к интервалам увеличения и уменьшения температуры радиатора, хотя точно с ними не совпадают, что является следствием температурного влияния ограждений

на температуру воздуха.

Более сложной оказывается зависимость от мощности N пределов изменения температуры воздуха в помещении при первом способе регулирования. С увеличением мощности N уменьшаются как максимальные за период $\Delta\tau$ значения температуры t_b , так и минимальные ее значения (рис. 2, а). Так при $N = 1000 \text{ Вт}$, $t_{b, \text{min}} = 19,45 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{b, \text{max}} = 21,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, а при $N = 2000 \text{ Вт}$ – $t_{b, \text{min}} = 18,75 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{b, \text{max}} = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. При первом способе регулирования с увеличением мощности N существенно уменьшаются интервалы времени, в течение которых температура воздуха увеличивается от $t_{b, \text{min}}$ до $t_{b, \text{max}}$. Интервалы времени, в течение которых температура воздуха снижается после отключения нагревателя, с увеличением N также уменьшаются, но незначительно (рис. 2, а).

Влияние мощности нагревателя N на зависимость от времени теплового потока от радиато-

ра Q_p при двух способах регулирования системы отопления представлено на рис. 3. Как видно из данного рисунка, при первом способе регулирования зависимость Q_p от времени на стадии охлаждения системы отопления практически не зависит от мощности нагревателя N (рис. 3, а). При втором способе регулирования значения Q_p на стадии охлаждения несколько увеличиваются с увеличением N (рис. 3, б). На стадии разогрева системы отопления влияние мощности N на характер зависимости величины Q_p от времени оказывается весьма существенным. С увеличением N при обоих способах регулирования отмечается увеличение макси-

мального значения Q_p , которое достигается перед отключением системы нагрева теплоносителя, и уменьшение интервалов $\Delta t_{\text{наг}}$, при которых происходит нагрев. При первом способе регулирования диапазоны изменения Q_p при мощности $N = 1000$ Вт составляют $309,6 \text{ Вт} < Q_p < 826,0 \text{ Вт}$, а при мощности $N = 2000$ Вт – $325,7 \text{ Вт} < Q_p < 853,6 \text{ Вт}$. При втором способе регулирования диапазоны изменения Q_p будут несколько шире. При мощности $N = 1000$ Вт указанный диапазон составляет $295,0 \text{ Вт} < Q_p < 824,0 \text{ Вт}$, а при мощности $N = 2000$ Вт тепловой поток от радиатора изменяется в пределах $304,0 \text{ Вт} < Q_p < 917,5 \text{ Вт}$.

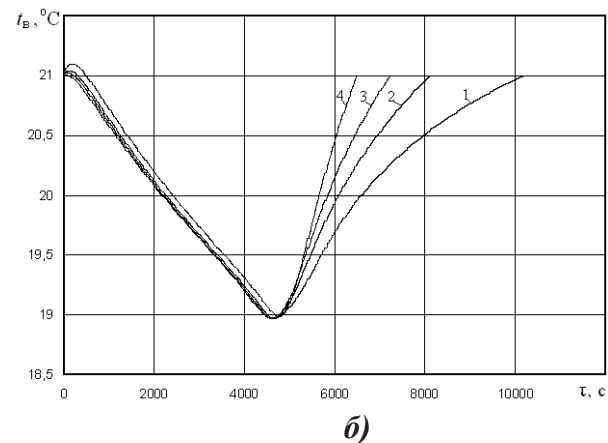
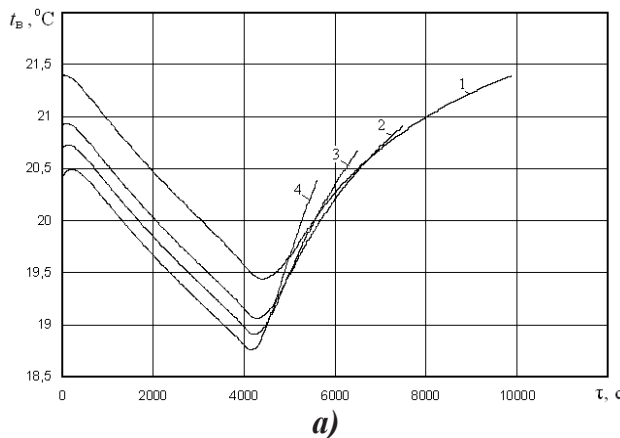


Рис. 2. Изменение во времени температуры воздуха внутри помещения в зависимости от мощности нагревательного устройства при первом (а) и втором (б) способах регулирования системы отопления: 1 – $N = 1000$ Вт; 2 – 1250; 3 – 1500; 4 – 2000.

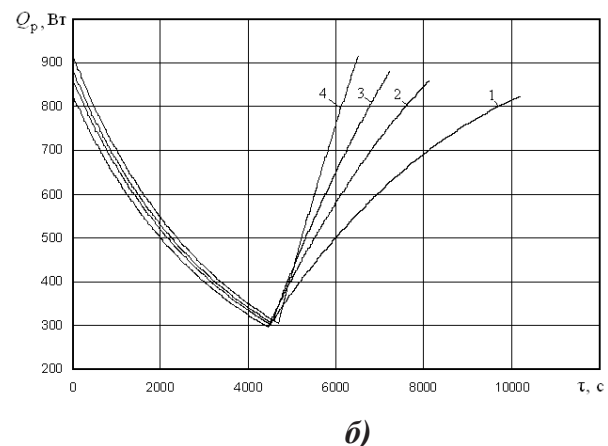
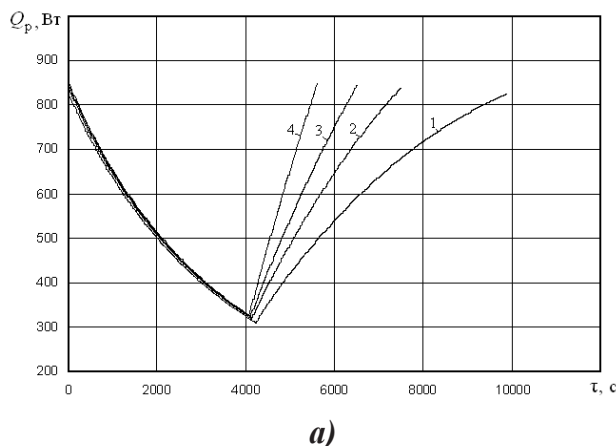


Рис. 3. Изменение во времени теплового потока от радиатора в зависимости от мощности нагревательного устройства при первом (а) и втором (б) способах регулирования системы отопления: 1 – $N = 1000$ Вт; 2 – 1250; 3 – 1500; 4 – 2000.