

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З КОМБІНОВАНИМИ СТОЯКАМИ ПІДВИЩЕНОЇ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОЇ СТІЙКОСТІ.

Як при центральному, так і місцевому теплопостачанні, системи водяного опалення [1] традиційно мають нижнє розміщення теплогенераторів по висоті будівель. При цьому системи розробляються з верхньою або нижньою розводкою магістралей подачі. Відповідні рішення застосовуються в основному в залежності від наявності або відсутності технічного поверху (горизонт) з урахуванням техніко-економічних показників та інших вимог.

Наприкінці минулого століття фахівцями Німеччини була запропонована і практично реалізована система з розміщенням джерела теплоти на рівні покрівлі будівлі. Технічне рішення системи з таким розташуванням джерела теплоти при децентралізованому теплопостачанні, крім економії корисної площі в будівлі і більшої компактності всієї системи, має ряд істотних недоліків. До них відносяться, перш за все, протинаправлена дія гравітаційного тиску насосному, що вносить істотний негативний внесок у вертикальне регулювання систем, а отже, у збільшення енерговитрат і вартість засобів автоматики, пов'язаних з експлуатаційним регулюванням змінної потужності систем в опалювальний період.

Розрахунковий перепад наявного тиску в системі визначається змінним значенням насосної та природної складових для досягнення необхідної інтенсивності циркуляції теплоносія. Недоліки систем, як з верхнім, так і з нижнім розташуванням магістралей, досить повно відображені в [1,2].

В роботах [1, 2, 3] зазначено, що причиною як початкового, так і експлуатаційного регулювання систем опалення є вплив природного тиску на розподіл води, у зв'язку з чим для її зниження необхідно зменшувати значення природного тиску в загальному наявному циркуляційному перепаді тиску в опалювальній системі.

Цьому вельми важливому фактору, що є першопричиною теплового регулювання та зумовлюючого істотне подорожчення систем автоматики, присвячено ряд робіт [4,5].

Відомі технічні рішення для підвищення гідравлічної та теплової стійкості [1,2,3] систем, що використовуються як при центральному, так і децентралізованому теплопостачанні для створення та підтримки необхідного гідравлічного режиму за рахунок застосування терморегулювальних клапанів, в т.ч. з підвищеним опором для двотрубних систем та пристроїв зниження наявних тисків в основі

стояків і магістралей. Тому гідравлічний опір систем, які проектуються, зріс в 2-3 рази, в тому числі з причини того, що всі вищевказані елементи засобів регулювання самі привносять додатковий гідравлічний опір. В результаті сучасні автоматизовані системи відрізняються тим, що питома вартість засобів автоматики досягає 15-20% щодо загальної кошторисної вартості систем опалення [6].

Крім того на нинішньому етапі розвитку енергопостачання в державі очевидно, що використання електроенергії для опалення (при істотно підвищеній вартості та дефіциті газового палива) в Україні має великі перспективи з огляду на її відносно низьку собівартість в секторі державного виробництва. Її отримання досягає більше 50% за рахунок ядерного палива, є також стимулюючий тариф економного споживання електроенергії в добовому інтервалі.

Очевидно, що відомі технічні рішення спрямовані на вирішення наслідків, тому вони безпосередньо пов'язані зі збільшенням енерговитрат в процесі вимушеного зниження надлишкових тисків, не усуваючи по суті причин їх виникнення.

З вище викладеного аналізу слідує доцільність підвищення теплогідравлічної, енергетичної та техніко-економічної ефективності систем водяного опалення на основі подальшого вдосконалення устрою, конструктивного і функціонального взаємозв'язку структурних елементів системи та джерела теплоти, що володіє повним циклом можливостей експлуатаційного регулювання процесів виробництва та подачі теплоти в автоматичному режимі. Суть запропонованого технічного рішення [7] полягає в створенні такого функціонального взаємозв'язку елементів опалювальної системи та автоматизованого теплогенератора з повним циклом можливостей експлуатаційного регулювання, при якому гранично знижується вертикальне теплогідравлічне розрегулювання до мінімально можливих значень.

З результатів аналізу особливостей устрою одно-і двотрубних систем опалення з проміжним розміщенням теплогенератора по висоті будівлі слідує, що вдосконалення аналізованих систем з комбінованими стояками визначається доцільністю подолання протинаправленої дії гравітаційного тиску в нижній частині стояка за рахунок гравітаційного тиску, що виникає у верхній його частині. Комбіноване поєднання елементів однокрубних і двотрубних стояків спеціальної структури, необхідність якого виникає, наприклад, при реконструкції систем, дозволяє підвищити ступінь корисного використання результуючого гравітаційного циркуляційного тиску для підвищення гідравлічної та теплової стійкості систем.

З представленої схеми, рис.1, слідує, що найбільш раціональним варіантом для цієї мети є такий устрій стояка, при якому протинаправлений гравітаційний тиск найбільш не вигідного циркуляційного контуру двотрубною частиною стояка компенсується за

рахунок дії гравітаційного тиску його однотрубною частиною. Інакше, зазначену умову може задовольняти така комбінована структура стояка, нижня частина якої є двотрубною, а верхня - однотрубною відносно умовного центру нагріву води в теплогенераторі.

При цьому нижня частина двотрубного циркуляційного контуру з більш низьким температурним потенціалом теплоносія в порівнянні з аналогічним значенням його у верхній зоні має переважну можливість застосування більш енергоефективних і комфортних низькотемпературних нагрівальних приладів та систем, наприклад, систем панельно-променистого та повітряного опалення.

При цьому може бути збільшена кількість поверхостояків у верхній зоні за умови послідовного з'єднання їх з двотрубною частиною стояка.

В розглянутому контурі системи опалення з ідеальною тепловою ізоляцією трубопроводів виключення складової природної циркуляції визначається умовою рівності протинаправлених гравітаційних тисків, що виникають у верхній та нижній зонах, тобто

$$\Delta P_c^B = \Delta P_c^H \quad (1)$$

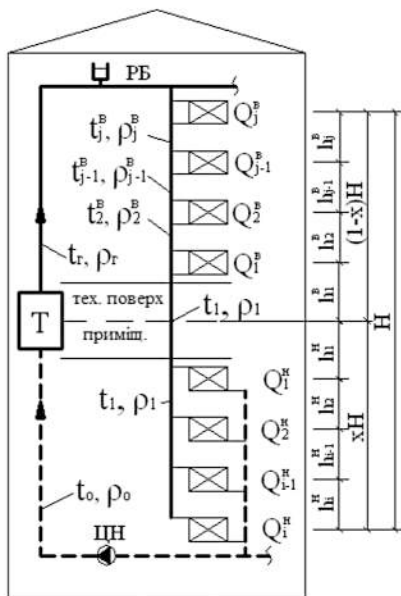


Рис. 1. Схема комбінованої системи опалення з верхньою розводкою магістралей розподілу. Умовні позначення:

T - теплогенератор (теплообмінник); *ЦН* - циркуляційний насос;

РБ - розширювальний бак.

Для розрахункових умов, представлених на рис. 1, гравітаційний тиск, що виникає в однотрубній частині стояка, записується в наступному вигляді

$$\Delta P_e^n = \beta q(t_r - t_o) \{ \bar{Q}_1^n [(1-x)H - \sum_2^j h^n] + \bar{Q}_2^n [(1-x)H - \sum_3^j h^n] + \dots \dots + \bar{Q}_{j-1}^n [(1-x)H - h_j^n] + \bar{Q}_j^n [(1-x)H] \} \quad (2)$$

Відзначимо, що тут теплові навантаження нагрівальних приладів $\bar{Q}_{1,2,j}^n$ віднесені до загального теплового навантаження всього стояка, при якому $\sum \bar{Q}^n + \sum \bar{Q}^n = 1$.

З аналізу системи виникає, що розрахунковий контур циркуляції теплоносія в стояку аналізованої структури проходить через нагрівальний прилад двотрубного елемента, як і для раніше розглянутого, двотрубного стояка [7], що знаходиться в нижній його частині з навантаженням Q^n_i .

Максимальний протинаправлений гравітаційний тиск, який виникає від охолодження води в циркуляційному кільці через нижній прилад двотрубної частини стояка з початковою температурою t_1 , визначається у вигляді

$$\Delta P_e^n = \beta q(t_1 - t_o) x H \quad (3)$$

З рішення рівнянь (2) та (3) на основі умови (1) встановлюється залежність для визначення значення відносного рівня розміщення теплогенератора по висоті аналізованої системи, яка представиться в наступному вигляді

$$x = \frac{t_r - t_o}{t_1 - t_o} \times \frac{\{ \bar{Q}_1^n [(1-x)H - \sum_2^j h^n] + \bar{Q}_2^n [(1-x)H - \sum_3^j h^n] + \dots + \bar{Q}_{j-1}^n [(1-x)H - h_j^n] + \bar{Q}_j^n [(1-x)H] \}}{H} \quad (4)$$

Представимо різниці температур фігуруючого симплексу в рівнянні (4) у вигляді співвідношень

$$t_r - t_o = \frac{\sum Q^n + \sum Q^n}{cG_o} \quad (5)$$

$$\text{та} \quad t_1 - t_o = \frac{\sum Q^n}{cG_o} \quad (6)$$

звідки випливає, що

Для чисельника другого співмножника рівняння (4), прийнявши $h^B = \text{const}$, отримаємо

$$\begin{aligned} & \{\bar{Q}_1^B h^B + \bar{Q}_2^B 2h^B + \bar{Q}_1^B 3h^B + \dots + \bar{Q}_{j-1}^B (j-1)h^B + \bar{Q}_j^B jh^B\} = \\ & = h^B \{\bar{Q}_1^B + 2\bar{Q}_2^B + 3\bar{Q}_1^B + \dots + (j-1)\bar{Q}_{j-1}^B + j\bar{Q}_j^B\}. \end{aligned} \quad (8)$$

На основі (7) та (8) після перетворень рівняння (4) набуває остаточного вигляду

$$x = \left(1 + \frac{\frac{1}{2}\Sigma Q^B}{\Sigma Q^H} \right) \times \frac{h^B}{H} [\bar{Q}_1^B + 2\bar{Q}_2^B + 3\bar{Q}_1^B + \dots + (j-1)\bar{Q}_{j-1}^B + j\bar{Q}_j^B]. \quad (9)$$

Рівняння (9) ілюструється графічно, рис. 2, за наступних умов: $\bar{Q}_1^B - \bar{Q}_2^B - \bar{Q}_j^B$; $h^B/h^H = 2,5 \text{ м} / 3,0 \text{ м}$; $h^B/h^H = 3,0 \text{ м} / 3,5 \text{ м}$; $h^B/h^H = 3,5 \text{ м} / 4,0 \text{ м}$.

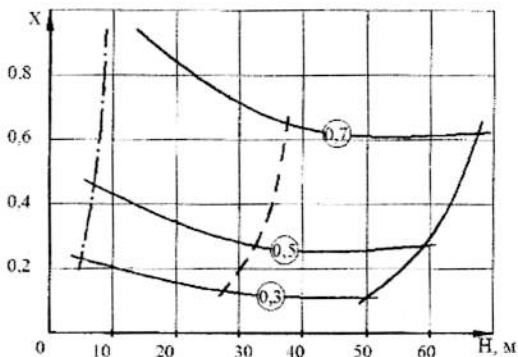


Рис. 2. Залежність відносного рівня розміщення теплогенератора в системі опалення з комбінованими стояками при верхній розводці розподільчих магістралей.

Умовні позначення: —- $i+j=18$ поверхів; --- $i+j=10$ поверхів;
 ---- $i+j=2$ поверхи; $\odot_{0,3}$, $\odot_{0,5}$ та $\odot_{0,7}$ - відповідні значення ΣQ^B .

З представлених графіків слідус, що для зазначених умов рівень розміщення теплогенератора x істотно залежить від висоти системи опалення і температурних умов верхньої та нижньої зон стояка, що побічно враховується співвідношенням $\frac{\Sigma Q^B}{\Sigma Q_0}$. Його пошукові значення можуть бути визначені з представленої графічної залежності, рис. 2, або з рівняння (9).

Висновок.

Вдосконалення систем водяного опалення на основі раціонального взаєморозташування та взаємозв'язку структурних елементів дозволяє підвищити загальну ефективність роботи систем за рахунок зниження негативного впливу гравітаційного тиску, при якому підвищується теплогідрравлічна стійкість. В результаті забезпечується рівномірність та ефективність процесів теплопередачі всіх нагрівальних приладів, як у розрахунковому, так і в експлуатаційному режимах регулювання роботи систем. Техніко-економічна ефективність застосування систем водяного опалення з проміжним розміщенням теплогенератора сумарно враховує позитивний ефект, який досягається на основі вище перерахованих факторів зниження капітальних та експлуатаційних затрат в загальній вартості елементів систем опалення та автоматики.

Список література

1. Сканава А.Н, Махов Л.М. Отопление. – М.: Изд-во АСВ, 2002, 576с.
2. Константинова В. Е. Надежность систем центрального водяного отопления в зданиях повышенной этажности. - М., Госстройиздат, 1976, 183с.
3. Белинкий Е. А. Эксплуатационный режим водяных систем центрального отопления. М., Изд-во МКХ, 1956с.
4. Туркин В.П. Водяные системы отопления с автоматическим управлением для жилых и общественных зданий. – М.; Стройиздат, 1987с.
5. Полунин М.М., Петраш В.Д. Гидравлическая устойчивость систем водяного отопления, ж. Водоснабжение и санитарная техника №10 - 1996, 22-23с.
6. Пыркoв В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика. К.; Такі справи, 2005, 304с.
7. Петраш В.Д., Басіст Д.В., Гераскіна Е.А. Підвищення ефективності теплонасосних систем опалення з середнім розведенням магістралей. Наукові праці ОНАХТ, №35, Т-2. Одеса, 2009р. 204-207с.