УДК 658.264 **DOI: 10.33042/2522-1809-2025-1-189-233-237**

О.О. Алексахін[1], О.В. Бобловський[2], О.В. Круглякова[3], М.К. Руднєва[1]

[1]Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна, Україна
[2]Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна
[3]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

ПОРІВНЯННЯ СХЕМ ПРИЄДНАННЯ ПІДІГРІВНИКІВ ГАРЯЧОЇ ВОДИ ДЛЯ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ УТЕПЛЕНИХ БУДІВЕЛЬ

Проведено порівняння витрат мережної води через індивідуальний тепловий пункт і площі поверхні теплопередачі підігрівної установки гарячого водопостачання утепленої будівлі. Запропоновано формулу для визначення температури нагріву водопровідної води на першому ступеню підігрівної установки, при якій витрати мережної води для двоступінчастої змішаної схеми приєднання підігрівників менше, ніж для двоступінчастої послідовної схеми.

Ключові слова: *централізоване теплопостачання, індивідуальний тепловий пункт, схеми приєднання теплообмінних апаратів.*

Постановка проблеми

Одним з напрямків підвищення ефективності мікрорайонних систем централізованого теплопостачання є перехід від групових теплових підстанцій, на яких відбувається підігрів води для системи гарячого водопостачання, розподіл гарячого теплоносія за окремими видами навантажень, регулювання теплових і гідравлічних режимів у мікрорайонних теплових мережах, облік споживаної теплоти, до індивідуальних теплових пунктів (ІТП) будівель. Технологічна схема ІТП передбачає виконання всіх перелічених вище функцій для теплозабезпечення окремої споруди. Однією з переваг такого заходу є можливість переходу до двотрубної розподільної теплової мережі і зменшення втрат теплоти трубопроводами мікрорайонних мереж.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання до теплової мережі використовують одноступінчасті і двоступінчасті схеми [1-5]. Перевагою двоступінчастих схем приєднання (рис. 1) є можливість використання теплового потенціалу теплоносія після системи опалення для попереднього нагріву водопровідної води у теплообмінниках першого ступеня підігрівної установки гарячого водопостачання [6-9]. Догрів води до потрібної температури здійснюють у теплообмінних апаратах другого ступеня підігрівної установки гарячого водопостачання теплоносієм з подавального трубопроводу теплових мереж. У порівнянні з одноступінчастими схемами таке технологічне рішення забезпечує зменшення витрат мережної води (нагрівного теплоносія) для потреб системи гарячого водопостачання. Існуючі двоступінчасті схеми приєднання відрізняються між собою і величиною витрат мережної води через кожен з елементів теплової схеми, і підходами до визначення параметрів підігрівників. Витрати нагрівної мережної води через перший ступінь установки при двоступінчастій змішаній схемі складаються з витрат через систему опалення і витрат через другий ступінь водопідігрівної установки. Показники роботи теплообмінників для утеплених будівель при такій схемі приєднання проаналізовано у роботі [10], у якій наведено оцінки зміни витрат мережної води через тепловий пункт і площі поверхні теплопередачі підігрівників залежно від співвідношення теплових навантажень і ступеню ефективності утеплення будівлі. Особливість двоступінчастої послідовної схеми полягає в тому, що через систему опалення і через кожен зі ступенів підігрівної установки гарячого водопостачання проходять однакові витрати мережної води. Це забезпечує більшу економію витрат мережної води, але застосування послідовної схеми можливе при менших значеннях співвідношення максимальних витрат теплоти на гаряче водопостачання і опалення $\gamma_{max} = Q_{h,max}/Q_{o,max}$. Якщо максимальні витрати теплоти через систему гарячого водопостачання суттєво перевищують максимальні витрати теплоти для опалення, температура мережної води після теплообмінних апаратів другого ступеня може бути недостатньою для забезпечення повноцінного режиму опалення приміщень. Порівняння показників індивідуальних теплових пунктів при двоступінчастих схемах приєднання

© О.О. Алексахін, О.В. Бобловський, О.В. Круглякова, М.К. Руднєва

теплообмінників гарячого водопостачання проведено при однакових співвідношеннях теплових навантажень і однакових температурах мережної води та води, що нагрівається. Обчислення проведено з урахуванням можливого зменшення опалювального навантаження внаслідок утеплення будівлі. Ефективність заходів з утеплення враховано коефіцієнтом

$$\mu = Q_{\text{он}} / Q_{\text{о.р.}}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{о.р.}}$ – витрати теплоти для опалення будівлі до її утеплення при розрахунковій для системи опалення температурі зовнішнього повітря у конкретній місцевості; $Q_{\text{он}}$ – те ж саме після утеплення будівлі.

Оцінки можливого зменшення витрат теплоти на опалення будівель при їх утепленні проведені, наприклад, у роботах [9, 11].

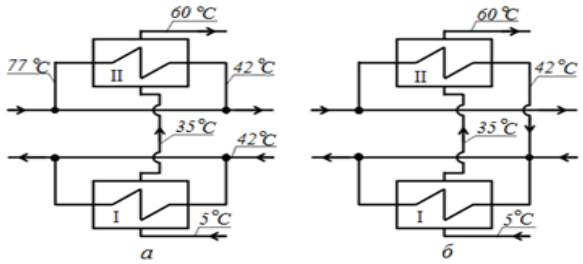


Рис. 1. Двоступінчасті схеми приєднання підігрівників гарячої води до закритих теплових мереж: *а* – послідовна; *б* – змішана; I, II – перший та другий ступені водонагрівної установки

Мета статті

Метою роботи є порівняння площі поверхні теплообміну і витрат мережної води при двоступінчастих схемах приєднання підігрівників гарячого водопостачання для теплових пунктів утеплених будівель.

Виклад основного матеріалу

Показники роботи теплообмінників при двоступінчастій змішаній схемі приєднання проаналізовано у роботі [10], у якій наведено оцінки зміни витрат мережної води через тепловий пункт і площі поверхні теплопередачі підігрівників залежно від співвідношення теплових навантажень і ступеню ефективності утеплення будівлі. Розрахункову теплову продуктивність першого ступеня підігрівної установки Q_1 при двоступінчастій послідовній схемі рекомендовано [2] визначати за балансовим навантаженням гарячого водопостачання, продуктивність другого ступеня – як різницю максимальних витрат теплоти для гарячого водопостачання $Q_{\text{h,max}}$ і теплової продуктивності підігрівників першого ступеня:

$$Q_1 = Q_{\text{h,m}} k_6 \frac{t_{\text{h,1}} - t_{\text{x}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{x}}}, \quad (2)$$

$$Q_2 = Q_{\text{h,max}} - Q_1, \quad (3)$$

де $Q_{\text{h,m}}$ – середні за добу витрати теплоти для гарячого водопостачання; k_6 – коефіцієнт, який вводять для компенсації небалансу теплоти для опалення, що обумовлений нерівномірністю добового графіка споживання гарячої води; t_{x}, $t_{\text{г}}$ – температура холодної та гарячої води відповідно; $t_{\text{h,1}}$ – температура нагріву води на першому ступеню водопідігрівної установки.

Відмінність максимальних і середніх витрат теплоти для потреб гарячого водопостачання обумовлена нерівномірністю споживання води впродовж деякого відрізку часу. Для оцінки нерівномірності використання гарячої води впродовж доби використовують коефіцієнт годинної нерівномірності витрати, який є відношенням витрати води за годину найбільшого споживання води ($g_{\text{г,max}}$) до середньої витрати води за годину впродовж доби ($g_{\text{г,ср}}$):

$$K_{\text{h}} = \frac{g_{\text{г,max}}}{g_{\text{г,ср}}}, \quad (4)$$

Для житлових будівель квартирного типу коефіцієнт K_{h} залежить в основному від кількості мешканців. При збільшенні кількості споживачів нерівномірність витрати гарячої води зменшується. Значення коефіцієнта годинної нерівномірності споживання гарячої води прийнято за [2].

Тепловий еквівалент (W_{d}) розрахункових витрат мережної води через індивідуальний тепловий пункт для забезпечення потреб опалення і гарячого водопостачання при двоступінчастій послідовній схемі можна обчислити за формулою [2]:

$$W_{\text{d}} = cG_{\text{d}} = \frac{Q_1}{(\tau'_{1\text{p}} - \tau'_{2\text{p}})} \left\{ 1 + \frac{\gamma_{\max}}{K_{\text{h}}} \left[\frac{k_6 (t_{\text{г}} - t_{\text{h,1}})}{t_{\text{г}} - t_{\text{x}}} + k_{\text{t}} \right] / (1 + k_{\text{t}}) \right\} \quad (5)$$

де k_{t} – коефіцієнт, який враховує втрати теплоти через трубопроводи системи гарячого водопостачання; $\tau'_{1\text{p}}$, $\tau'_{2\text{p}}$ – температура мережної води у подавальному й зворотному трубопроводах теплової мережі у точці зламу графіка температур; c – питома теплоємність води; G_{d} – витрати мережної води.

При обчисленнях у роботі до розгляду прийнято діапазон зміни величини коефіцієнта ефективності утеплення будівель $0{,}65 \le \mu \le 1{,}0$; діапазон зміни співвідношення максимальних теплових навантажень $0{,}6 \le \gamma_{\max} \le 1{,}2$ (співвідношення визначено за витратами теплоти на опалення до утеплення будівлі); інтервал температур нагріву водопровідної холодної води на першому ступеню підігрівної установки $15 \le t_{\text{h,1}} \le 30$°C. Температуру мережної води для опалення будівлі з урахуванням можливого зменшення опалювального навантаження при утепленні визначено згідно з результатами роботи [11]. Наведені у роботі [11] рівняння отримано при наступних припущеннях. Зменшення подачі теплоти

на потреби опалення утепленої будівлі здійснюється за законами якісного регулювання зниженням температури гарячого теплоносія на вході до системи опалення; витрати теплоносія через систему опалення будівлі до та після її утеплення незмінні. Режим роботи системи опалення при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря характеризується величиною відносного опалювального навантаження $\overline{Q}_o$=1, тепловий режим при температурі у точці вилому температурного графіка якісного регулювання теплового навантаження – $\overline{Q}_o$= 0,35. При порівнянні двоступінчастих схем приєднання використано отримані у роботі [11] співвідношення. Результати порівняння подано у вигляді відношення витрат мережної води $G_{зм}/G_{посл}$ (рис. 2) і площі поверхні теплопередачі теплообмінників підігрівної установки гарячого водопостачання $F_{зм}/F_{посл}$ (рис. 3) (індекс «зм» характеризує показники при змішаній схемі приєднання, індекс «посл» – при послідовній).

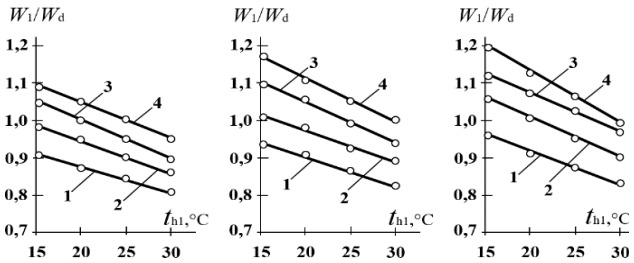


Рис. 2. Порівняння витрат мережної води через тепловий пункт
а – μ = 1; б – μ = 0,75; в – μ = 0,65;
1 – γ_{max} = 0,6; 2 – 0,8; 3 – 1,0; 4 – γ_{max} = 1,2

Як видно з рис. 2, існує діапазон зміни параметрів, при яких витрати мережної води через тепловий пункт при змішаній схемі менше, ніж при послідовній. Результати обчислень було оброблено відносно температури нагріву холодної води на першому ступеню підігрівної установки $t_{h,1}$, при якій виконується нерівність $G_{зм}/G_{посл} < 1$. Рівняння має вигляд:

$$t_{h,1} \geq \left(\frac{10,6}{\mu} - 17,7\right) + 26,25\gamma_{max}, \qquad (6)$$

Похибка апроксимації результатів обчислень за формулою (6) не перевищує 6%.

На рис. 3 показано вплив температури нагріву водопровідної води на першому ступеню на співвідношення площі теплообміну при змішаній і послідовній схемах приєднання теплообмінників. При величині коефіцієнта μ = 0,65 в інтервалі температур $20 \leq t_{h,1} \leq 25$°C площа теплопередачі підігрівників для змішаної схеми орієнтовно на 20-40% перевищує площу теплопередачі для послідовної схеми. При μ = 0,75 у діапазоні $17 \leq t_{h,1} \leq 27$°C вказане перевищення становить від 10% до 30%. Той факт, що при зменшенні значення коефіцієнта μ поверхня теплообміну підігрівників гарячого водопостачання збільшується пояснюється меншими значеннями температури мережної води у системі опалення утепленої будівлі і, відповідно, на вході до першого ступеня підігрівної установки гарячої води.

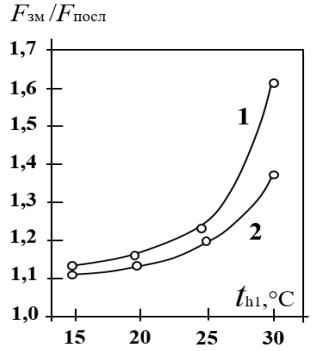


Рис. 3. Порівняння площі поверхні теплопередачі підігрівників гарячої води для ІТП утеплених будівель
1– μ = 0,65; 2 – μ = 0,75

Площу поверхні теплопередачі для теплообмінного апарату визначено з рівняння теплопередачі [12-14]:

$$F = Q_a / (k_p \Delta \bar{t}_a), \qquad (7)$$

де Q_a – теплова продуктивність апарату; k_p – коефіцієнт теплопередачі; $\Delta \bar{t}_a$ – середня логарифмічна різниця температур речовин у теплообміннику.

На рис. 4 проведено порівняння сумарної площі теплопередачі підігрівників двоступінчастих установок і площі теплообмінних апаратів при одноступінчастому приєднанні.

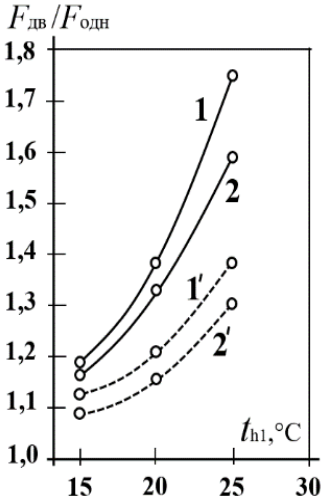


Рис. 4. Порівняння поверхні підігрівників гарячої води при двоступінчастих і одноступінчастій схемах приєднання теплообмінників до теплових мереж
1 – μ = 0,65; 2 – μ = 0,75; суцільна лінія – $F_{зм}/F_{одн}$; пунктир – $F_{посл}/F_{одн}$

Показники роботи при одноступінчастій схемі приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання прийнято згідно з даними роботи [15]. В діапазоні розглянутих температур $t_{h,1}$ застосування двоступінчастих схем обумовлює більшу за величиною, ніж при одноступінчастому приєднанні площу поверхні теплообміну. Суттєве зростання площі теплопередачі (більше, ніж у 1,5 рази) зафіксоване при температурі $t_{h,1} > 25$°C.

Висновки

1. Застосування двоступінчастих схем приєднання теплообмінників гарячого водопостачання до теплових мереж на індивідуальних теплових пунктах утеплених будівель дозволяє зменшити витрати мережної води через тепловий пункт з розподільних теплових мереж.

2. Запропоновано формулу для визначення температури нагріву водопровідної води на першому ступеню підігрівної установки, при якій витрати мережної води через індивідуальний тепловий пункт для двоступінчастої змішаної схеми приєднання підігрівників менше, ніж для двоступінчастої послідовної схеми. При значенні розрахункової температури нагріву води на першому ступеню підігрівної установки для ІТП утеплених будівель більше 25°C зафіксоване суттєве зростання сумарної площі теплопередачі теплообмінних апаратів установки.

3. При улаштуванні підігрівної установки за двоступінчастою змішаною схемою компоновки слід очікувати більші значення площі теплопередачі, ніж при двоступінчастій послідовній схемі. Перевищення слід очікувати на рівні від 10 до 70% залежно від зменшення опалювального навантаження будівлі внаслідок утеплення і прийнятої розрахункової температури нагріву води на першому ступеню підігрівної установки гарячого водопостачання.

Література

1. Пластинчасті теплообмінники в промисловості / Л. Л. Товажнянський, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавін та ін: під заг. ред. Л. Л. Товажнянського. –Харків: НТУ «ХПІ», 2004. -232с.

2. Тарадай О. М. Основи розробки пластинчастих теплообмінників для систем теплопостачання. –Харків: Основа, 1998. -192с

3. Lee, J., & Lee, K.-S. (2014). Flow characteristics and thermal performance in chevron type plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 78, 699–706.

4. Saha, S. K., & Haaris Khan, A. (2020). Numerical Study on the Effect of Corrugation Angle on Thermal Performance of Cross Corrugated Plate Heat Exchangers. Thermal Science and Engineering Progress, 100711.

5. Domestic Water Heating Design Manual (2nd Edition), American Society of Plumbing Engineers (ASPE) (2003).

6. Patrick Mitchell: Central Heating, Installation, Maintenance and Repair. Writers Print Shop, 196 (2008).

7. International Code Council. International Energy Conservation Code. Falls Church, VA, 2018.

8. Маляренко В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження / В.А. Маляренко. – Харків: „ Вид. САГА”, 2006.

9. Алексахін О. О., Бобловський О. В. Оцінка енергозберігаючого потенціалу функціонуючих житлових будівель. «Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит», №1(95), 2012, с.10-15.

10. Алексахін О.О., Круглякова О.В., Бобловський О.В. Використання двоступінчастої змішаної схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання у теплових пунктах утеплених будівель // Комунальне господарство міст. Випуск 184. Харків, 2024р. – с. 93-98.

11. Алексахін О. О. Особливості утеплення груп будівель при централізованому теплопостачанні / Алексахін О.О., Єна С.В., Гордієнко О.П., Сиров М.В., Фещенко Р.С. // Інтегровані технології та енергозбереження, №3, 2018, Харків, с 27-34.

12. H.Y.Wong Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. Longman, London and New York.- 1977

13. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В.Міщенко, Є.М.Письменний Теплотехніка: Підручник – К.: «ІНКОС» 2005.- 504с.

14. КТМ 26-01-107 78. Теплообмінники пластинчасті. Керівний технічний матеріал. Методи теплових та гідромеханічних розрахунків.

15. Алексахін О.О., Круглякова О.В., Бобловський О.В., Тютюник Л.І. Параметри теплообмінників гарячого водопостачання для теплових пунктів утеплених будівель при одноступінчастій схемі приєднання // Інтегровані технології та енергозбереження, №4, 2024, Харків, с 59-66.

References

1. Tovazhnyansky, L., Kapustenko, P., Khavin, G. et al (2004) Plate heat exchangers in industry. L. L. Tovazhnyansky (red.). Kharkov: NTU "KhPI".

2. Taradai A.M. (1998) Fundamentals of plate heat exchangers design for heat supply systems. Kharkov: Osnova.

3. Lee, J., & Lee, K.-S. (2014). Flow characteristics and thermal performance in chevron type plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 78, 699–706.

4. Saha, S. K., & Haaris Khan, A. (2020). Numerical Study on the Effect of Corrugation Angle on Thermal Performance of Cross Corrugated Plate Heat Exchangers. Thermal Science and Engineering Progress, 100711. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100711.

5. Domestic Water Heating Design Manual (2nd Edition), American Society of Plumbing Engineers (ASPE) (2003).

6. Patrick Mitchell (2008) Central Heating: Installation, Maintenance and Repair. Eachwick, Northumberland, Eng.: Brailsford Press by Writers Print Shop.

7. International Code Council. International Energy Conservation Code. Falls Church, VA, 2018.

8. Malyarenko, V. (2006) Fundamentals of buildings thermal physics and energy saving. Kharkiv: SAGA.

9. Aleksahin, A. & Boblovskiy, A. (2012) Evaluation of energy-saving potential of functioning residential buildings. Energy saving. Power engineering. Energy audit. 1(95). 10-15.

10. Aleksahyn, O.O., Kruhliakova, O.V. & Boblovskyi, O.V. (2014) Use of a two-stage combined scheme for heat exchangers connectionin heating points for hot water supply

of insulated buildings. Municipal economy of cities. 184. 93-98.
11. Aleksakhin, O.O., Yena, S.V., Hordiienko, O.P., Syrov, M.V. & Feshchenko, R.S. (2018) Features of building group insulating considering central district heating. Integrated Technologies and Energy Saving. 3. 27-34.
12. Wong H.Y. (1977) Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. Longman, London and New York.
13. Drahanov, B.Kh, Dolinskyi, A.A., Mishchenko, A.V. & Pysmennyi, E.M. (2005) Heat engineering: textbook. Kyiv: INKOS.
14. RTM 26-01-107-78. Plate heat exchangers. Guiding technical material. Methods of thermal and hydromechanical calculations.
15. Aleksakhyn, O.O., Kruhliakova, O.V., Boblovskyi, O.V. & Tiutiunyk, L.I. (2024) Parameters of hot water supply heat exchangers for heat stations of insulated buildings at one-stage connection scheme. Integrated Technologies and Energy Saving. 4. 59-66.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту І.О. Редько, Український державний університет залізничного транспорту, Україна.

Автор: АЛЕКСАХІН Олександр Олексійович
кандидат технічних наук, доцент кафедри фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології
Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна
E-mail – ktmf_fef@karazin.ua
ID ORCID: http://orcid.org/0000-0002-2253-8501

Автор: БОБЛОВСЬКИЙ Олександр Володимирович
асистент кафедри нафтогазової інженерії і технологій
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – oleksandr.boblovskyi@kname.edu.ua
ID ORCID: http://orcid.org/0000-0002-3128-5788

Автор: КРУГЛЯКОВА Ольга Володимирівна
кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
E-mail – krugliakovaov@gmail.com
ID ORCID: http://orcid.org/0000-0003-1113-826X

Автор: РУДНЄВА Марія Костянтинівна
студентка, Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна
E-mail – maria.rudnieva@gmail.com

COMPARISON OF HOT WATER HEATER CONNECTION SCHEMES FOR DISTRICT HEATING STATIONS IN INSULATED BUILDINGS

O. Aleksakhin[1], O. Boblovskyi[2], O. Kruhliakova[3], M. Rudneva[1]
[1]V.N. Karazin Kharkiv National University, Ukraine
[2] O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine
[3]National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Ukraine

One way to improve efficiency micro-district centralized heat supply systems - transition from group thermal substations, where water is prepared for consumption of hot water supply, distribution of heat transfer by types of water supply, regulation of hydraulic and thermal regimes in microdistrict thermal limits, the volume of accumulated heat, up to individual district heating stations. The technological scheme of the individual district heating stations transfers all the necessary functions for the heat supply of the surrounding area construction. One of the advantages of such an approach is the possibility of transition to a two-pipe split thermal boundaries and changes in heat consumption by pipelines microdistrict boundaries

A comparison was performed of the network water flow rates through individual district heating stations and the heat transfer surface area of domestic hot water heating installations in insulated buildings. The study analyzed two-stage mixed and two-stage sequential connection schemes of hot water heaters to district heating networks.

It was shown that the use of two-stage schemes, as opposed to single-stage schemes, significantly reduces the network water flow through individual district heating stations. This effect is achieved by increasing the heat transfer surface area of heat exchangers in domestic hot water heating systems installed in individual district heating stations compared to single-stage schemes.

For heating installations using the two-stage mixed connection scheme, larger heat transfer surface areas are expected compared to the two-stage sequential connection scheme. The excess surface area ranges from 10% to 70%, depending on the building's insulation efficiency and the design temperature for water heating at the first stage of the domestic hot water heating system.

A formula was proposed to determine the water heating temperature at the first stage of the heating installation, at which the network water flow rate through the individual district heating station in the two-stage mixed scheme is lower than that in the two-stage sequential scheme. At a significant temperature rise, water heating at the first stage of the heating installation for individual district heating stations with insulation increased to more than 25°C, as a result of the increase in the total heat transfer area of the heat exchangers. installation equipment.

Keywords: *district heating, individual district heating station, heat exchanger connection schemes*