

Куценко О.С., д.техн.н., професор, ТОВАЖНЯНСЬКИЙ В.І., аспірант,
Перевертайленко О.Ю., ст.наук.співробітник, Капустенко П.О., к.техн.н., професор,
Ведь В.Є., д.техн.н., професор, Юзбашьян А.П., к.техн.н.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ІНЕРЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА В СИСТЕМІ РЕГУЛЮВАННЯ ОПАЛЕННЯ БУДІВЛІ ЗА НЕЗАЛЕЖНОЮ СИСТЕМОЮ ПІДКЛЮЧЕННЯ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Ключові слова: системи опалення, незалежна схема, пластинчастий теплообмінник, інерційні характеристики, тепловіддача, порівняння

Вступ

Системи централізованого теплопостачання Східної Європи мають значний потенціал для енергоефективної оптимізації. Модернізація взаємопов'язаних елементів цих систем повинна включати застосування найкращих доступних енергозберігаючих технологій та обладнання для усіх компонентів такої системи.

В Україні системи централізованого теплопостачання забезпечують потреби біля 55 % населення країни, при цьому споживання енергії житловим фондом майже вдвічі перевищує європейські показники [1], що робить проблему модернізації елементів системи теплопостачання дуже актуальною.

Згідно періодизації розвитку централізованих систем теплопостачання, яка наведена у [2], зараз застосовуються системи третього покоління, які характеризуються, у тому числі, застосуванням попередньо зібраних індивідуальних теплових пунктів (ІТП) на вводах споживачів. Для систем опалення будівель у централізованих системах теплопостачання все більше застосовуються ІТП з незалежною системою підключення системи опалення будівлі до теплових мереж через теплообмінний апарат.

ІТП для систем опалення по незалежній схемі складаються з теплообмінного та помпового обладнання, системи автоматичного регулювання, гідравлічної арматури. Високоєфективні пластинчасті теплообмінники є базовим елементом ІТП в системах теплопостачання третього покоління. Разом із системою автоматичного регулювання пластинчастий теплообмінник є основним засобом, який забезпечує економію теплової енергії.

Аналіз стану проблеми

Регулювання теплообмінних апаратів являє собою доволі складний процес, який залежить, у тому числі, від тепловіддачі потоків робочих середовищ, їх теплофізичних властивостей, забруднення поверхні теплопередачі, геометричних характеристик теплообмінного апарату [3].

Як відомо [4], теплообмінний апарат як об'єкт регулювання разом з автоматичним регулювачем складає єдину замкнену динамічну систему, яка призначена для підтримки заданого закону зміни параметру, що регулюється, на сталих та перехідних режимах роботи. Зміна регульованого параметру у збуреному режимі, а також час, за який відхилення наближається до нуля, в значній мірі буде залежати від характеристик

об'єкту автоматизації, які можна назвати інерційними. Для теплообмінних апаратів основними такими характеристиками є ємність, самовирівнювання та запізнення.

Теплова ємність – це властивість об'єкту регулювання накопичувати теплову енергію, яка бере участь у процесі, при умові, що у об'єкті регулювання є спротив виходу цієї енергії. Для теплообмінного апарату теплову ємність можна також охарактеризувати як акумулюючу спроможність.

Ступінь самовирівнювання характеризує поведінку об'єкту регулювання після внесення збурення без регулювала. Чим більше ступінь самовирівнювання, тим скоріше об'єкт приходить до деякого сталого значення з меншим статистичним відхиленням. Величина, зворотна ступеню самовирівнювання, є коефіцієнтом підсилення або коефіцієнтом передачі об'єкту.

Константа часу являє собою час, за який об'єкт при внесенні збурення переходить з одного рівно вісного стану в інший при умові, що швидкість зміни параметру, що регулюється, буде постійною та відповідати максимальному початковому значенню. Між моментом внесення збурення та початком зміни регулюючого параметру фізичної величини проходить деякий час, який являє собою запізнювання та визначається інерційністю об'єкту регулювання.

У публікаціях [5] та [6] показано, що константа часу для теплообмінного апарату як двопорожнинного об'єкту регулювання складається з трьох компонентів: константи часу першої порожнини, константи часу тепло передаючого елемента (стілки трубки або каналу) та константи часу другої порожнини, у яких течуть робочі середовища. Згадані константи часу залежать від геометричної форми порожнин та коефіцієнтів теплопередачі робочих середовищ, які протікають.

Результати досліджень регулювання кожухотрубчатого теплообмінника, які приведені у публікації [7], для позиції охолодження піролізного газу водою, свідчать про те, що внутрішнім збуренням теплообмінника як об'єкта регулювання є зміна коефіцієнта теплопередачі, яка обумовлена зовнішнім збуренням – зміною температури теплоносія та довколишнього середовища.

Ці параметри опосередковано входять до значення констант часу.

Аналіз праць, присвячених регулюванню пластинчастих теплообмінників [8,9,10], показав, що дослідження інерційних характеристик таких апаратів не проводилося.

Таким чином, метою роботи є дослідження інерційних характеристик пластинчастого теплообмінного апарату як двопорожнинного об'єкту регулювання та вплив факторів інтенсифікації параметрів потоків робочих середовищ на ці характеристики.

Експериментальна частина та методологія

Дослідження були проведені на діючому індивідуальному тепловому пункті, який встановлено на ввіді в учбовий корпус У-2 академічного містечка Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» для системи опалення за незалежною схемою підключення. Конструкція тепловипункту була розроблена фахівцями університету та АТ «Співдружність-Т», сам тепловипункт був виготовлений АТ «Співдружність-Т» із виконанням усіх наявних на сьогоднішній час енергозберігаючих заходів та обладнання для їх реалізації, включаючи засоби автоматичного керування. Мета автоматичного керування – економія тепла зовнішнього теплоносія, який подається підприємством міських теплових мереж в залежності від температури навколишнього середовища. Економія тепла в значній мірі залежить від швидкості реагуван-

ня теплообмінника ІТП на зміни цієї температури, при цьому швидкість реагування залежить від інерційних характеристик згаданого теплообмінника.

Дані для проектування ІТП на вводі у будівлю У-2 приведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні експлуатаційні дані для проектування ІТП для будівлі У-2

№	Назва об'єкту	У-2	
1	Кількість тепла, яке нормативно передається за годину	0,63 Гкал	
2	Розрахункова температура подачі теплоносія	T1 = 118°C	
3	Зворотна розрахункова температура теплоносія	T2 = 59°C	
4	Температура подачі в контур опалення	T11 = 75°C	
5	Температура виходу з контуру опалення	T21 = 50°C	
6	Робочий тиск у теплообмінному апараті	P = 1600 000 Па	
7	Втрати тиску потоку теплоносія	$\Delta p_{1 \leq 3}^0$ м в.ст	
8	Втрати тиску потоку у контурі опалення	$\Delta p_{1 \leq 5}^0$ м в.ст	

Розрахунок поверхні теплопередачі пластинчастого теплообмінного апарату для системи опалення по незалежній схемі будівлі У-2 виконаний згідно методик, які викладені у [11] з урахуванням можливих корекцій температурного графіку подачі теплоносія теплопостачаючою організацією. Результати розрахунку наведені у таблиці 2.

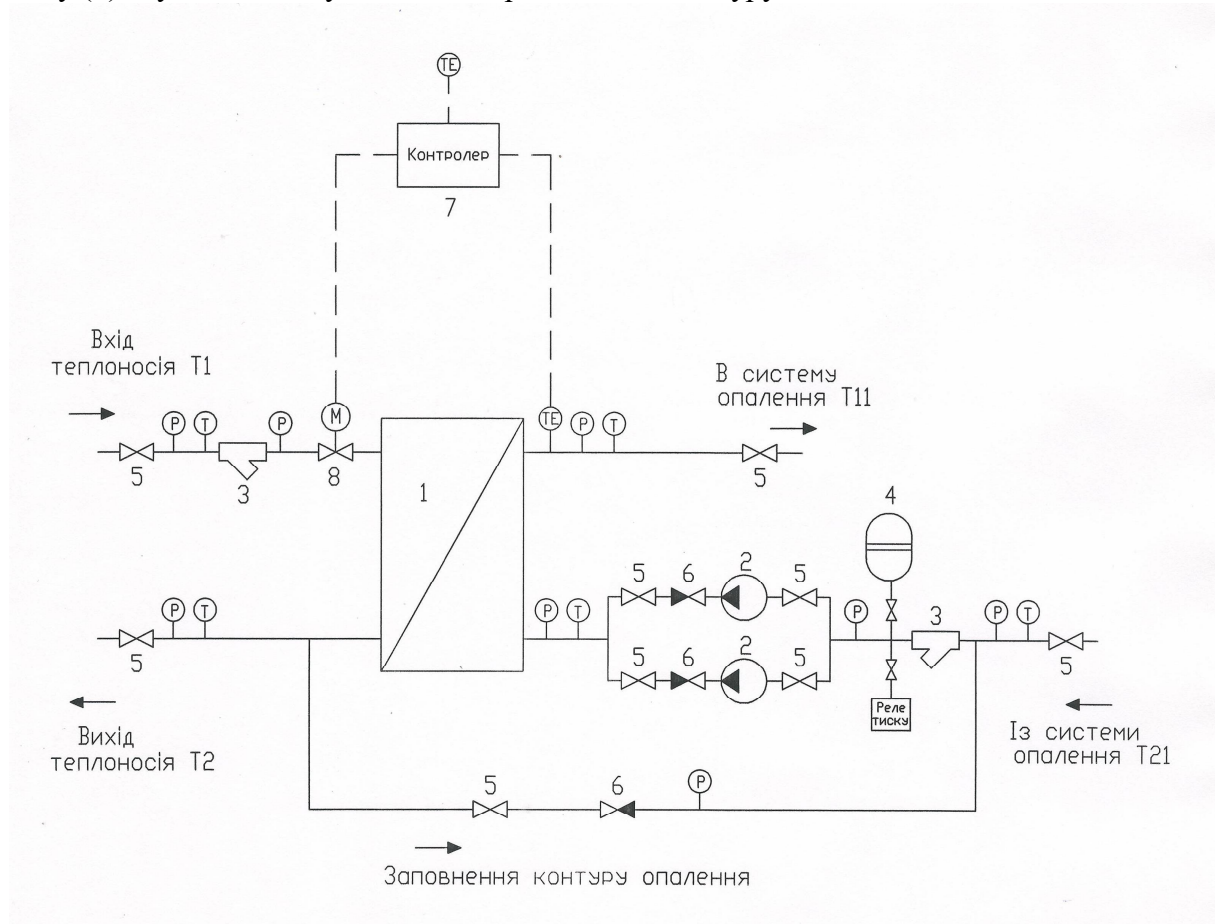
Таблиця 2

№ п/ п	Найменування показників	Одиниця вимірю- вання	Значення	
			Теплоносій	Контур опалення
1	Тип пластинчастого теплообмінника	–	M6-FG	
2	Кількість теплообмінників	Шт.	1	
3	Площа поверхні теплопередачі	м ²	9	
4	Втрати тиску: по теплоносію по контуру опалення	М.в.ст	0,93	4,6
5	Компоновка пакету		20H+10ML	21H+10MH
6	Об'єм порожнини	л	9,38	9,68
7	Матеріал пластин	–	Нерж. сталь AISI 316	
8	Матеріал прокладок	–	EPDM	

Принципова схема ІТП будівлі У-2 наведена на рис. 1

Теплоносій теплової мережі T1 подається у пластинчастий теплообмінник (1), де віддає тепло потоку T21 внутрішнього контуру системи опалення та відводиться назад у теплову мережу (потік T2). Потік T21 є зворотнім потоком незалежного контуру опалення будівлі корпусу, який поступає до циркуляційних pomp (2) через механічний фільтр (3). Встановлено дві помпи: одна – робоча, друга – резервна. Приймаючи тепло

від потоку T1 у теплообміннику (1), потік внутрішнього контуру опалення T21 подається безпосередньо до системи опалення у якості подачі системи опалення T11. Заповнення внутрішнього контуру опалення здійснюється із зворотного трубопроводу теплоносія T2. Термокомпенсаційний вузол включає розширювальний бак мембранного типу (4). Вузол під'єднується до зворотної лінії контуру опалення T21.



- 1 – пластинчастий теплообмінник; 2 – циркуляційні помпи;
 3 – механічні фільтри; 4 – бак мембранний; 5 – засувка; 6 – зворотній клапан;
 7 – контролер; 8 – регулювач з електроприводом; ТЕ – датчик температури;
 Т – термометр; Р – манометр

Рисунок 1 – Принципова схема індивідуального тепловузла будівлі У-2

Методологія

Для розрахунку теплових інерційних характеристик пластинчастого теплообмінника використаємо принципи методики, яку викладено в [4].

Коефіцієнт теплової ємності теплообмінника дорівнює:

$$K_A = V \rho c, \quad (1)$$

де V – об'єм порожнини теплообмінника; ρ – щільність робочого середовища; c – питома теплоємність робочого середовища

Якщо до збудрення теплове навантаження на теплообмінник дорівнювало Q_1 , то після внесення збудрення воно дорівнюватиме

$$Q = Q_1 + \Delta Q. \quad (2)$$

Відповідно, приріст температури робочого середовища, що нагрівається, дорівнюватиме:

$$\Delta t = \Delta Q / (G_2 c_2), \quad (3)$$

де G_2 , c_2 – масовий дебіт та питома теплоємність робочого середовища, що гріється.
Ступінь самовирівнювання теплообмінника

$$\delta = (t_2 \Delta G) / (G_1 \Delta t), \quad (4)$$

де G_1 – дебіт гарячого робочого середовища, ΔG - приріст дебіту гарячого робочого середовища після збурення, t_2 – температура робочого середовища, що нагрівається, на виході з теплообмінника до збурення.

Константа часу теплообмінника дорівнює:

$$T_0 = (t_2 K_A) / (Q \delta). \quad (5)$$

Коефіцієнт підсилення теплообмінника:

$$K_0 = 1/\delta. \quad (6)$$

Для ПІ-регулятора з перехідним процесом регулювання з 20 % пере регулюванням коефіцієнт підсилення регулятора дорівнює:

$$K_p = (0,7T_0) / (K_0 \tau), \quad (7)$$

де τ – час запізнювання, який дорівнює:

$$\tau = l_k / w, \quad (8)$$

l_k – довжина каналу (труби) теплообмінника; w – лінійна швидкість потоку робочого середовища у каналі (трубі) теплообмінника.

Час інтегрування регулятора дорівнює:

$$T_1 = 0,3T_0 + \tau. \quad (9)$$

Якщо константи часу потоків робочих середовищ T_1 та T_2 є функціями коефіцієнтів тепловіддачі потоків α_1 та α_2 , то значення цих коефіцієнтів можна знайти за допомогою критеріальних рівнянь, керуючись даними, приведеними в роботі [12]:

$$Nu = 0,206 Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (10)$$

де Nu – критерій Нуссельта; Re – критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля.

Рівняння (10) є справедливим для компоновки обох порожнин пластинчастого теплообмінника М6-FG, теплові інерційні характеристики якого досліджуються.

Відповідно, коефіцієнти тепловіддачі знаходяться із відомого співвідношення:

$$h = (\text{Nu } \lambda) / d_e, \quad (11)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності робочого середовища, d_e – еквівалентний діаметр каналу, по якому протікає робоче середовище.

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі у теплообміннику для чистої поверхні теплообміну дорівнює:

$$k_p = 1 / (1/h_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/h_2). \quad (12)$$

Користуючись методиками, викладеними у [5,6], визначаємо константи часу для порожнини гарячого потоку, стінки каналу та порожнини холодного потоку. Тоді загальну константу часу можна записати наступним чином:

$$T_0 = T_\Gamma + T_{ст} + T_X, \quad (13)$$

де T_Γ – константа часу порожнини гарячого потоку, $T_{ст}$ – константа часу стінки каналу, T_X – константа часу порожнини холодного потоку.

Формулу (13) можна також представити у вигляді:

$$T_0 = T_1 + T_2. \quad (14)$$

У цій формулі $T_1 = T_\Gamma$, $T_2 = T_{ст} + T_X$, оскільки тепло, віддане гарячим потоком сприймається стінкою каналу та потім холодним потоком.

Згідно роботі [4] характеристичне рівняння автоматичної системи регулювання температури у контурі опалення може бути записане у наступному вигляді:

$$T_1 T_2 T_i p^3 + T_i (T_1 + T_2) p^2 + (T_i + K_0 K_p T_i) p + K_0 K_p = 0. \quad (15)$$

Перехідному процесу регулювання притаманний коливальний затухаючий характер, тобто температура на вході в систему опалення будівлі У-2 при внесенні одиничного збурення змінюється відповідно наступному закону:

$$x_{вих}(\tau) = 1 + A e^{-\alpha \tau} + B e^{-\gamma \tau} \sin(\lambda \tau + \varphi), \quad (16)$$

де A , B – коефіцієнти; e – експонента; τ – реальний час, сек.; α , γ , λ – дійсний корінь та складові уявних коренів рівняння (15) відповідно, φ – кут, що характеризує ступінь затухання.

$$\text{tg } \varphi = [\lambda(C + \alpha^2 - 2\alpha\gamma)] / [\alpha^2\gamma - \alpha(\gamma^2 - \lambda^2) - C(\alpha - \gamma)], \quad (17)$$

де C – перша та друга прохідниця рівняння (16):

$$x(+0) = x^I(+0) = x^{II}(+0) = 1/K_0 K_p. \quad (18)$$

Тоді коефіцієнти A та B дорівнюватимуть:

$$A = (\lambda \cos\varphi - \gamma \sin\varphi) / [(\lambda \cos\varphi - \gamma \sin\varphi) + \alpha \sin\varphi]. \quad (19)$$

$$B = \alpha A / (\lambda \cos\varphi - \gamma \sin\varphi). \quad (20)$$

Максимальна температура на виході з теплообмінника у систему опалювання при збуренні дорівнює:

$$t_{\max} = t_2 + \Delta t, \quad (21)$$

а температура у реальному часі

$$t_i(\tau) = t_{\max} - \Delta t x_{\text{вих}}(\tau) \quad (22)$$

при $\tau_i > 0$.

Час, за який температура після збурення досягає заданого значення

$$\tau_i = \tau_{33}.$$

Обговорення результатів

Результати моніторингу роботи індивідуального теплопункту навчального корпусу У-2 НТУ «ХП» наведені у таблиці 3. З аналізу даних видно, що пластинчастий теплообмінник, який підігріває воду внутрішнього контуру опалення, є високоефективним апаратом, у якому досягаються високі значення коефіцієнтів теплопередачі за рахунок інтенсивної турбулізації потоків робочих середовищ.

Таблиця 3

№п /п	Показники	Експеримент №1	Експеримент №2	Експеримент №3	Експеримент №4	Експеримент №5	Експеримент №6	Експеримент №7
1	Температура навколишнього повітря, $t_{\text{нав}}, ^\circ\text{C}$	2	-4	1	-3	-9	-3	0
2	Температура подачі теплоносія, $t_1, ^\circ\text{C}$	70	77	73	73	82	75	72
3	Зворотна температура теплоносія, $t_2, ^\circ\text{C}$	48	52	47	47	50	48	47
4	Температура подачі в системі опалення, $t_{11}, ^\circ\text{C}$	55	58	53	56	57	53	52
5	Зворотна температура системи опалення, $t_{21}, ^\circ\text{C}$	44	45	41	44	43	41	40
6	Дебіт теплоносія тепломережі, $\text{м}^3/\text{год.}$	12,5	13	11,5	12	10,9	11,1	12
7	Дебіт потоку в системі опалення, $\text{м}^3/\text{год.}$	25	25	25	25	25	25	25
8	Теплові навантаження, $\text{Гкал}/\text{год.}$	0,275	0,325	0,3	0,31	0,35	0,3	0,3
9	Значення експериментального коефіцієнту теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3740	3230	2982	3780	2841	2769	2889

Результати дослідження теплових інерційних характеристик пластинчастого теплообмінника представлені у таблиці 4 для одного з робочих режимів, які наведені у таблиці 1, а саме для теплового навантаження $Q = 320$ кВт, що відповідає дебітам гарячого та холодного потоків $G_1 = 3,3$ кг/с та $G_2 = 7,14$ кг/с відповідно. При внесенні збурення з боку гарячого теплоносія $\Delta Q\% = +15\%$ отримуємо приріст теплового навантаження $\Delta Q = 48$ кВт, що становить приріст дебіту гарячого теплоносія $\Delta G_1 = 0,495$ кг/с.

Характеристичне рівняння для цього випадку буде таким:

$$1,16p^3 + 3,59p^2 + 3,82p + 0,386 = 0. \quad (23)$$

Вирішення цього рівняння дає наступні корені: $r_1 = -0,112$; $r_{2,3} = -1,483 \pm 0,86i$.

Тоді рівняння (16) має вигляд:

$$X_{\text{вих}}(\tau) = 1 - 0,96 e^{-0,112\tau} + 0,18 e^{-1,483\tau} \sin(0,86\tau + 0,17). \quad (24)$$

Результати моніторингу роботи ІТП опалення будівлі У-2

Зміна температури у реальному часі після збурення представлена у таблиці 5. Завдяки високим значенням коефіцієнта тепловіддачі пластинчастого теплообмінника можна з певною вірогідністю прогнозувати, що збурення з більшою величиною зміни теплового потоку, наприклад, $\Delta Q\% = 45\%$, можна описати за допомогою тих же рівнянь, що і $\Delta Q\% = 15\%$. Як свідчать розраховані значення $x_{\text{вих}}(\tau)$ та $t(\tau)$ температура досягає заданого значення десь через 60 секунд.

Таблиця 4 – Порівняння теплових інерційних характеристик пластинчастого та кожухотрубчатого теплообмінників

Теплообмінний апарат та робочі середовища	Теплове навантаження, Q, кВт	Приріст теплового навантаження, $\Delta Q\%$	Площа поверхні теплопередачі, F, м ²	Теплова ємність, кДж/К	Ступінь самовирівнювання, δ	Константа часу, сек.
Пластинчастий теплообмінник, вода/вода	320	15	9	39,4	5,12	1,313
Кожухотрубчатий теплообмінник водяна пара/розчин NaOH	210	15	27,3	618,8	1,22	288

Оскільки дослідження теплових інерційних характеристик пластинчастого теплообмінника проводиться уперше, для порівняння у таблиці наведені теплові інерційні характеристики кожухотрубчатого теплообмінного апарату, в якому підігрівається розчин NaOH водяною парою, що конденсується, згідно прикладу, наведеному у [4]. Для обох випадків розглядається пропорційно-інтегральне (ПІ) регулювання з 20 % перерегулюванням.

Порівняння показує суттєву різницю у значеннях теплових інерційних характеристик двох типів апаратів на користь пластинчастого теплообмінного апарату. Проаналізувавши цю різницю, її можна об'яснити перш за все компактністю останньо-

го, яка суттєво впливає на теплоємність теплообмінника, а через неї і на константу часу. Компактність пластинчастого теплообмінного апарату обумовлюється специфічною геометричною формою його каналів, яка забезпечує високу інтенсифікацію параметрів потоків та, відповідно, високі коефіцієнти тепловіддачі.

Таблиця 5

τ, сек.	$t_{\max} = 56,6^{\circ}\text{C}; \Delta Q\% = 15\%;$ $\Delta t = 1,6^{\circ}\text{C}$	$t_{\max} = 59,8^{\circ}\text{C}; \Delta Q\% = 45\%;$ $\Delta t = 4,8^{\circ}\text{C}$
1	56,36	59,08
2	56,21	58,65
3	56,09	58,26
4	55,98	57,95
5	55,87	57,63
6	55,78	57,35
7	55,69	57,09
8	55,62	56,87
9	55,55	56,67
10	55,5	56,5
20	55,1	55,48
30	55,05	55,15
40	55,01	55,04
60	55,009	55,02

Висновки

Вперше проведено дослідження теплових інерційних характеристик пластинчастого теплообмінного апарату для системи опалення будівлі за незалежною системою підключення. Доведено вплив високої інтенсифікації параметрів потоків робочих середовищ у каналах апарату на значення інерційних характеристик. Проведено порівняння з кожухотрубчатим теплообмінним апаратом та показано значну перевагу пластинчастого апарату як об'єкту регулювання.

Література

1. C. Fekete. Central and Eastern European District Heating Outlook. – KPMG’s Energy and Utilities Advisory Edition, Budapest, 104 pp.
2. H. Lund et al. 4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. – “Energy”, 2014, 68, p.1–11.
3. A. Vasickaninova, M. Bakosova, L. Cirka, M. Kalus. Robust Controller Design for Heat Exchanger. – “Chemical Engineering Transactions”, 2018, 70, p. 25–30.
4. Теплотехнологические установки, системы, оборудование: учеб. пособие: в 3ч.-ч.3/под.ред. Б.О.Левченко, Л.Л.Товажнянского.– Х.; НТУ «ХПИ», 2015, 728 с.
5. A. Vasickaninova, M. Bakosova, A. Meszaros, J. Klemes. Neural network predictive control of a heat exchanger. – “Chemical Engineering Transactions”, 2010, 21, p. 73–78.
6. A. Vasickaninova, M. Bakosova. Intelligent Control of Heat Exchangers. “Chemical Engineering Transactions”, 2011, 25, p. 165–170.

7. М.В. Скороспешкин, Г.П. Цапко, В.Н. Скороспешкин. Адаптивная система регулирования температуры кожухотрубчатого теплообменника. – «Известия Томского политехнического университета», 2010, т.316, №5, с. 151–156.
8. P. Kapustenko, O. Dobromyslova, O. Dobromyslov, O. Perevertaylenko, O. Arsenyeva, O. Ilyunin. Control of Plate Heat Exchanger Outlet Temperature Using Butterfly Valve and Parametric Model Predictive Control Technique. – “Chemical Engineering Transactions”, 2009, 18, 5pp.
9. Afraa H.Al-Tae, Safa A.Al-Naimi. Comparative study of temperature control in a heat exchanger process. – “Eng.&Tech. Journal”, 2012, vol.30, No.10, p. 1707–1731.
10. I.A. Kamil. Development of a suitable heat exchanger temperature controller for a typical milk pasteurization process. – “International Journal of Control and Automation”, 2018, 11, No.8, p. 95–108.
11. Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. Пластинчатые теплообменники в промышленности.– Харьков, НТУ «ХПИ», 2004, 232 с.
12. O.P. Arsenyeva, L.L. Tovazhnyanskyu, P.O. Kapustenko, G.L. Khavin. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries.- “Energy”, 2011, 36, p. 4588–4598.

Bibliography (transliterated)

1. C. Fekete. Central and Eastern European District Heating Outlook. – KPMG’s Energy and Utilities Advisory Edition, Budapest, 104 pp.
2. H. Lund et al. 4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. – “Energy”, 2014, 68, p.1–11.
3. A. Vasickaninova, M. Bakosova, L. Cirka, M. Kalus. Robust Controller Design for Heat Exchanger. – “Chemical Engineering Transactions”, 2018, 70, p. 25–30.
4. Teplotekhnologicheskie ustanovki, sistemy, oborudovanie: ucheb. posobie: v 3ch.-ch.3/pod.red. B.O.Levchenko, L.L.Tovazhnyanskogo.– H.; NTU «HPI», 2015, 728 p.
5. A. Vasickaninova, M. Bakosova, A.Meszaros, J.Klemes. Neural network predictive control of a heat exchanger. – “Chemical Engineering Transactions”, 2010, 21, p. 73–78.
6. A. Vasickaninova, M. Bakosova. Intelligent Control of Heat Exchangers. “Chemical Engineering Transactions”, 2011, 25, p. 165–170.
7. М.В. Скороспешкин, Г.П. Цапко, В.Н. Скороспешкин. Адаптивная система регулирования температуры кожухотрубчатого теплообменника. – «Известия Томского политехнического университета», 2010, т.316, №5, P. 151–156.
8. P. Kapustenko, O. Dobromyslova, O. Dobromyslov, O. Perevertaylenko, O. Arsenyeva, O. Ilyunin. Control of Plate Heat Exchanger Outlet Temperature Using Butterfly Valve and Parametric Model Predictive Control Technique. – “Chemical Engineering Transactions”, 2009, 18, 5 pp.
9. Afraa H.Al-Tae, Safa A.Al-Naimi. Comparative study of temperature control in a heat exchanger process. – “Eng.&Tech. Journal”, 2012, vol.30, No.10, p. 1707–1731.
10. I.A. Kamil. Development of a suitable heat exchanger temperature controller for a typical milk pasteurization process. – “International Journal of Control and Automation”, 2018, 11, No.8, p. 95–108.
11. L.L. Tovazhnyanskyu, P.A. Kapustenko, G.L. Havin, O.P. Arsen'eva. Platinchatye teploobmenniki v promyshlennosti.– Har'kov, NTU «HPI», 2004, 232 p.

12. O.P. Arsenyeva, L.L. Tovazhnyanskyu, P.O. Kapustenko, G.L. Khavin. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries.– “Energy”, 2011, 36, p. 4588–4598.

УДК 66.045.1

Куценко О.С., Товажнянський В.І., Перевертайленко О.Ю., Капустенко П.О., Ведь В.Є., Юзбашьян А.П.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ІНЕРЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННИКА В СИСТЕМІ РЕГУЛЮВАННЯ ОПАЛЕННЯ БУДІВЛІ ЗА НЕЗАЛЕЖНОЮ СИСТЕМОЮ ПІДКЛЮЧЕННЯ

Проаналізовано розвиток систем теплопостачання будівель на теперішній час. Системи теплопостачання займають значне місце в економіці України, та підвищення їхньої енергоефективності є однією з найважливіших завдань, яке визначає споживання вуглеводневих паливних ресурсів, а також викидів парникових газів у довкілля. Енергоспоживання систем теплопостачання залежить, у тому числі, від досконалості конструкцій теплових ввідів споживачів. Найбільш ефективною конструкцією є система опалення за незалежною схемою, тобто, через проміжний теплообмінний апарат. Від ефективної роботи теплообмінного апарату залежить якість опалення будівлі. Визначальну роль грає система регулювання подачі теплоносія теплової мережі залежно від температури навколишнього повітря. Ці фактори визначають споживання теплової енергії будівлею. Пластинчасті теплообмінники зараз є найбільш ефективними апаратами, які застосовуються в системах теплопостачання будівель по незалежній схемі.

В роботі наведено результати досліджень теплових інерційних характеристик пластинчастого теплообмінника, який встановлений на діючому тепловому пункті навчальної будівлі. Тепловий пункт включає в себе систему автоматичного регулювання, що дозволяє регулювати дебіт теплоносія для потреб опалення будівлі. Проведено порівняння теплових інерційних характеристик з трубчатим теплообмінним апаратом. Показано перевагу пластинчастого апарату за рахунок високої тепловіддачі у каналах

Ключові слова: системи опалення, незалежна схема, пластинчастий теплообмінник, інерційні характеристики, тепловіддача, порівняння

Куценко А.С., Товажнянский В.И., Перевертайленко А.Ю., Капустенко П.А., Ведь В.Е., Юзбашьян А.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА В СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ ПО НЕЗАВИСИМОЙ СХЕМЕ ПОДКЛЮЧЕНИЯ

Проанализировано развитие систем теплоснабжения зданий на настоящий момент. Системы теплоснабжения занимают значительное место по энергопотреблению в экономике Украины, и повышение их энергоэффективности является одной из важнейших задач, которая определяет потребление углеводородных топливных ресурсов, а также выбросы в атмосферу парниковых газов. Энергопотребление систем теплоснаб-

ження зависит, в том числе, от совершенства конструкции тепловых вводов потребителей. Наиболее эффективной конструкцией тепловых вводов является система отопления здания или сооружения по независимой схеме, то есть, через промежуточный теплообменный аппарат. От эффективности работы теплообменного аппарата зависит качество отопления здания. Определяющую роль играет система регулирования подачи теплоносителя тепловой сети в зависимости от температуры наружного воздуха. Оба эти фактора определяют потребление тепловой энергии зданием. Пластинчатые теплообменники в настоящее время являются наиболее эффективными аппаратами, которые применяются в системах теплоснабжения зданий по независимой схеме. В данной работе приведены результаты исследований тепловых инерционных характеристик пластинчатого теплообменника, установленного на действующем тепловом пункте учебного корпуса. Тепловой пункт также включает в себя систему автоматического регулирования, что позволяет регулировать расход тепловой энергии на отопление здания. Проведено сравнение тепловых инерционных характеристик с трубчатым теплообменным аппаратом. Показано преимущество пластинчатого аппарата за счет высокой теплоотдачи в каналах.

Ключевые слова: системы отопления, независимая схема, пластинчатый теплообменник, регулирование, инерционные характеристики, теплоотдача, сравнение

Kutsenko O.S., Tovazhnyansky V.I., Perevertaylenko O.Yu., Kapustenko P.O.,
Ved.V.E., Yuzbasyan A.P.

THE STUDY OF PLATE HEAT EXCHANGER THERMAL INERTIAL PROPERTIES AS OBJECT OF CONTROL IN CLOSED-LOOP RADIATOR HEATING SYSTEM

The development of central heating systems for buildings was analyzed. Heating systems take the significant place on energy consumption of Ukrainian economic, so the improvement of energy efficiency is of great importance because it defines the consumption of hydrocarbon fuel resources and pollutions into environment. Heating systems energy consumption depends on construction of consumers thermal substations. The most efficient construction is independent radiator heating system of building through intermediate heat exchange apparatus. The efficiency of heat exchanger determines the quality of radiator heating service. Very important is the heat supply control from district heating supply system depending on ambient air temperature Both these factors define the building heat consumption. Plate heat exchangers now are widely used in independent radiator heating systems.

In this paper the results of thermal inertial characteristics investigation for plate heat exchanger installed in existing heat substation of academic building are presented. The heat substation includes also control system that lets to regulate the heat consumption for building radiator heating. The comparison with thermal inertial characteristics of shell-and-tube heat exchanger was carried out. The much better heat transfer in plate heat exchanger pattern causes the better thermal inertial properties of this unit.

Keywords: radiator heating, independent systems, control, plate heat exchanger, inertial properties, heat transfer, comparison