

Рис. 1. Ексергія елементів теплового насоса одноступінчастого циклу з використанням холодоагентів R22 (а), R404A (б) та R717 (в)

Аналіз коефіцієнту ексергії вказує на залежність його від виду холодоагенту та можливостей їх застосування у відповідності до потенціалу глобального потепління.

Література

1. <https://comfortsellers.com.ua/teplovi-nasosy-ekolohichni-ta-ekonomni-ustanovky/>
2. <https://aosbb.kiev.ua/teplovi-nasosy-energomodernizatsiya-budynkiv/>
3. ВР України, Закон «Про регулювання господарської діяльності з озоноруйнівними речовинами та фторованими парниковими газами» від 12.12.2019 №376-IX [Електронний ресурс]. – 2021. – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/376-20#Text>

УДК 697.33

*О.В. Череднікова, к.т.н., доцент,
А.В. Гончаренко, магістрант,
А.О. Соснін, студент гр.301-НТ
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРУ МЕРЕЖІ Й ОКРЕМИХ ДІЛЯНОК ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Метою роботи є визначення характеристик опору мережі й окремих ділянок лабораторного стенду системи опалення дослідним шляхом.

У процесі експлуатації систем опалення та систем теплопостачання спостерігається постійна зміна гідравлічної характеристики опору трубопроводів, яка пов'язана з автоматичним відключенням окремих абонентів або опалювальних приладів при спрацюванні регулювальних клапанів, термостатичних вентилів. У ході лабораторного дослідження були змодельовані усі можливі варіанти відключення опалювальних приладів та визначені аналітичним шляхом характеристики опорів трубопроводів.

Лабораторний стенд системи опалення фірми Danfoss (рис.1), оснащений трьома опалювальними приладами. Певне переключення запірної арматури дозволяє змоделювати двохтрубну та однокотрубну систему опалення. Система була переключена в режим двохтрубної системи з попутним рухом теплоносія. Балансувальні клапани 5, 12, 19 системи знаходились в максимально відчиненому стані (рівень налаштування n), інші клапани 6, 7, 13, 14, 20, 21 – зачинені, нумерація згідно схеми на рисунку 2. Витрата теплоносія фіксувалася на кожній розрахунковій ділянці, ротаметрами встановленими на кожній ділянці. Покази температури та тиску знімалися з термоманометрів, які встановлені на подавальному й зворотному трубопроводі системи та перед кожним опалювальним приладом.

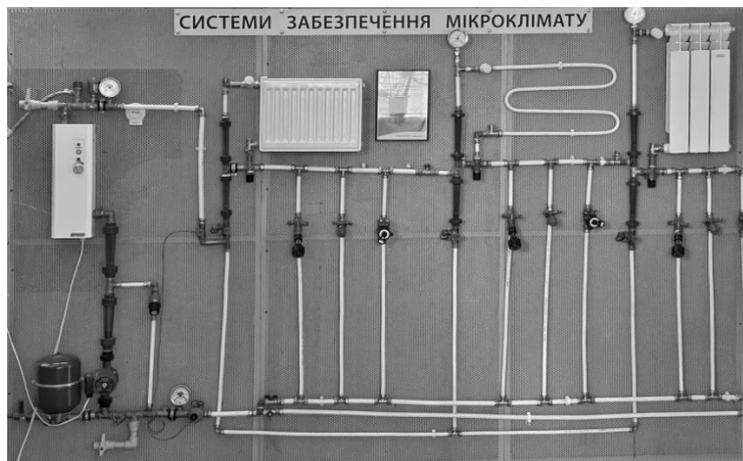


Рис. 1. Лабораторний стенд системи опалення

У ході проведеної роботи проводилося послідовне відключення термостатичних клапанів 3, 10, 16 та знімалися покази витратомірів, термометрів та манометрів. Всього було сім можливих комбінацій руху теплоносія. Перший випадок, коли теплоносіє рухається через усі три опалювальні прилади $G_{CO} = G_1 + G_2 + G_3$. Другий випадок – клапан 1-ї лінії зачинений $G_1=0$, $G_{CO} = G_2 + G_3$. Третій – клапан 2-ї лінії зачинений $G_2=0$, $G_{CO} = G_1 + G_3$. Четвертий – клапан 3-ї лінії зачинений $G_3=0$, $G_{CO} = G_1 + G_2$. П'ятий – клапани 1-ї й 2-ї лінії зачинені $G_1=G_2=0$, $G_{CO} = G_3$. Шостий – клапани 2-ї й 3-ї лінії зачинені $G_2=G_3=0$, $G_{CO} = G_1$. Сьомий – клапани 1-ї й 3-ї лінії зачинені $G_1=G_3=0$, $G_{CO} = G_2$.

У випадку двотрубної системи опалення (паралельно підключених опалювальних приладів) загальна витрата в системі опалення визначається, як сума витрат кожним опалювальним приладом та відповідає витраті на ротаметрі 1.2:

$$G_{CO} = G_1 + G_2 + G_3.$$

Значення характеристики опору для кожної ділянки та системи в цілому визначається:

$$S_{co} = \frac{\Delta p_{co}}{G_{co}^2}; \quad S_1 = \frac{\Delta p_1}{G_1^2}; \quad S_2 = \frac{\Delta p_2}{G_2^2}; \quad S_3 = \frac{\Delta p_3}{G_3^2}.$$

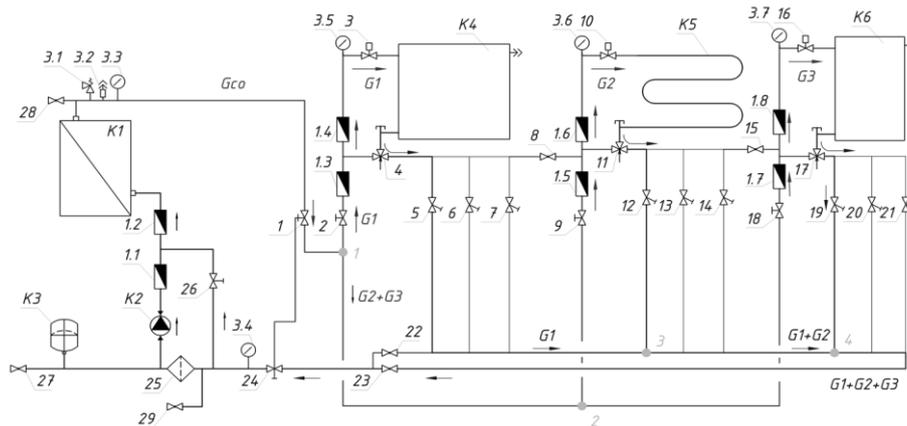


Рис. 2. Схема лабораторного стенду системи опалення:

1 - клапан запірний ASV-M Kv1,6 DN15 PN16; 2, 9, 18 - клапан запірно-балансувальний CW617N Kv1,6 DN15 PN16; 3, 10, 16 - клапан термостатичний регулювальний; 4, 11, 17 - клапан трьохходовий VZ 3 KVS 1,6 PN16; 5, 12, 19 - клапан ручний балансувальний MSV-C Kv1,8 DN15 PN16; 6, 13, 20 - автоматичний клапан комбінований балансувальний AB-QM DN10 PN16; 7, 14, 21 - клапан ручний балансувальний MSV-O Kvs2,8 DN15 PN16; 8, 15, 22, 23 - кран кульовий DN15; 24 - клапан автоматичний балансувальний ASV-PV 0,05-0,25бар; 25 - фільтр водяний косий сітчастий DN15; 26 - клапан прямий перепускний AVDO15 DN15 PN10; 27-29 - кран кульовий 1/2" для спуску води та заповнення системи водою; 1.1-1.2 - ротаметр LZS-15 1000 л/год; 1.3-1.8 - ротаметр LZS-15 250 л/год; 3.1 - клапан запобіжно - скидний клапан 1/2"; 3.2 - автоматичний повітрязбірник; 3.3, 3.4 - термоманометр 0-6 бар; 3.5-3.7 – термоманометр 0-6 бар.

У випадку паралельного підключення втрати тиску визначаються:

$$\Delta p_{co} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$$

При цьому характеристика опору системи:

$$\sqrt{\frac{1}{S_{co}}} = \sqrt{\frac{1}{S_1}} + \sqrt{\frac{1}{S_2}} + \sqrt{\frac{1}{S_3}}$$

При відключенні окремих приладів із системи випадають відповідні ділянки та в останній формулі визначення характеристики опору зникають відповідні складники.

Як результати дослідження характеристик опору системи будувались графіки характеристик системи опалення в координатах Δp -G (рис.3).

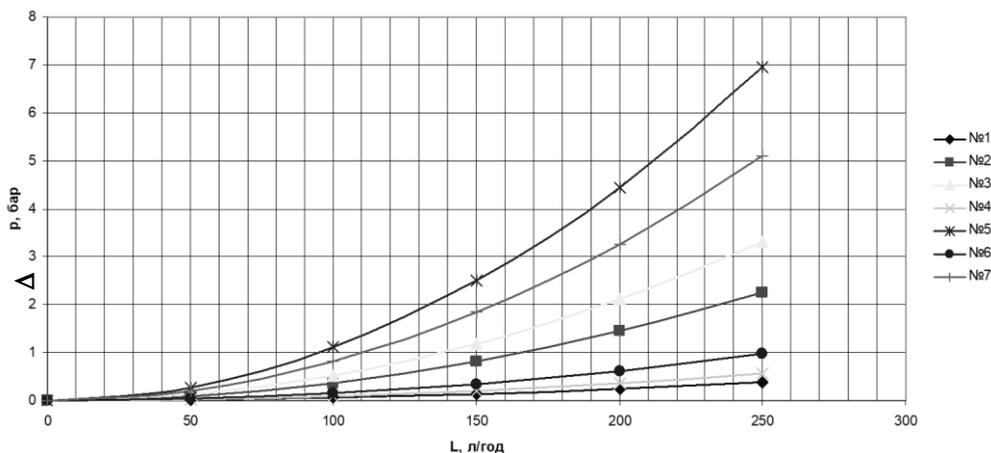


Рис. 3. Графіки характеристик опору системи при різних вимірюваннях

Дослідження такого характеру допомогло наочно зафіксувати гідравлічні зміни в роботі систем опалення під час її регулювання теплової потужності термостатичними клапанами та побудувати характеристики зміни витрати-тиску в різних випадках такого переключення. Також зробити висновки суттєвості такого впливу на перерозподіл теплоносія в системі в випадках відключення окремих ділянок системи тепlopостачання.

Література

1. Любарець О.П. *Проектування систем водяного опалення (посібник для проектувальників, інженерів і студентів технічних ВНЗ)/ О.П. Любарець, О.М. Зайцев, В.О. Любарець / Відень - Київ – Сімферополь, 2010 – 200 с.*
2. Ковальчук В.А., Мацнева Т.С. *Теплопостачання: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 300 с.*
3. *Balancing of differential pressure in heating systems: Danfoss Hydronic Balancing. – Nordborg: Danfoss A/S.*
4. Пирков В.В. *Особливості проектування сучасних систем опалення / В.В. Пирков — К.: П ДП «Такі справи», 2003 – 176 с.*
5. Покотилов В.В. *Системи водяного опалення / В.В. Покотилов – Вена: фирма «HERZ Armaturen», 2008 – 160 с.*

УДК 621.18:662.61

*Ю.О. Гічов, д.т.н., професор,
Д.А. Рукавішніков студент гр. 401 НТ,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТУ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВА ШЛЯХОМ АКУСТИЧНИХ ПУЛЬСАЦІЙ

Пульсаційно-акустичне спалювання палива в серійних котлах дозволяє підвищити ефективність їх роботи (зменшити недопал палива, збільшити к.к.д. котла та зменшити питому витрату палива на вироблення гарячої води або пари) без істотних конструкційних змін котельних агрегатів та пальникових пристроїв, що особливо важливо у період після військових дій, у яких знаходилась Україна.

Застосування пульсацій при спалюванні палива в котлі [1] полягає у збудженні інтенсивних коливань потоків газу, повітря та продуктів згоряння, внаслідок чого змінюється характер взаємодії потоків і, як наслідок, інтенсивність тепло- та масообміну в процесі горіння палива та при передачі теплоти до поверхонь нагрівання котла. Використання акустичних впливів для інтенсифікації процесів горіння засноване на турбулізації (завихренні) факела та прилеглої до нього області за допомогою звукових коливань. При цьому виділяють два види акустичного впливу – внутрішній та зовнішній.

Внутрішній акустичний вплив реалізується всередині пальників при проходженні потоку газу або повітря, що надходять на горіння через звуковий випромінювач, що є складовою частиною пальників. Зовнішній