

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 20

Київ 2016

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:
науково-технічний збірник. – Вип. 20 / відповідальний редактор
Е.С. Малкін. – К.: КНУБА, 2016. – 112 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, тепlopостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: доктор техн. наук, професор Е. С. Малкін (відповідальний редактор); канд. техн. наук, професор В. Б. Довгалюк (заст. відп. редактора); канд. техн. наук, доцент М. П. Сенчук (відп. секретар); канд. техн. наук, доцент В. О. Мілейковський (секретар); доктор техн. наук, професор О. В. Приймак; доктор техн. наук, професор В. П. Корбут; доктор техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О. Л. Підгорний; доктор техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. М. Михайленко; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; доктор техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 9 грудня 2016 року, протокол № 50.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.

тел. +380(44)245-48-33

УДК 697.1

Розрахунки енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора

Е.С. Малкін¹, Н.Є. Журавська²

¹д.т.н., проф., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, nzhur@ua.fm

Наведена методика та приклади енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання. Проведений на основі розробленої методики термодинамічний аналіз підтвердив результати попередніх досліджень і показав, що в запропонованих системах досягається підвищення енергетичного ККД у 3,5...9 разів, ексергетичного ККД для промислових підприємств – у 3...6 разів, а ексергетичного ККД для житлово-комунального сектору – в 4...20 разів. Особливо ефективними є індивідуальні холодильно-теплонасосні системи, які забезпечують збільшення енергетичного ККД у 20...60 разів, ексергетичного – в 6...60.

Ключові слова: енергоефективність систем гарячого водопостачання, ексергетична ефективність систем гарячого водопостачання.

Вступ. Системи гарячого водопостачання є одними з найбільших споживачів енергії. Їхня сумарна теплова потужність становить близько 10 % від загальної потужності систем енергоспоживання України. У той же час сучасні системи гарячого водопостачання, як промислових підприємств, так і житлово-комунального сектору, відзначаються дуже низькими термічними і особливо ексергетичними коефіцієнтами корисної дії (ККД). Таке становище викликане низьким температурним рівнем (37...95 °С) процесів і дуже малою часткою корисно використаної теплової енергії від витраченої на приготування гарячої води.

Останні дослідження та публікації. Споживання гарячої води [1-10] має нестабільний характер протягом доби, причому витрати води по годинах відрізняються в шість і більше разів. Це призводить до нестабільної роботи водопідігрівачів і мереж, які за таких умов повинні розраховуватися на максимальну витрату. Для підвищення стабільності роботи таких систем і зменшення потужності трубопроводів і обладнання на них між нагрівачами і споживачами води встановлюють добові баки-акумулятори.

Одним з головним шляхів підвищення термодинамічної ефективності систем гарячого водопостачання є використання низькотемпературного потенціалу скидної гарячої води. Наведені розрахунки показують, що використання вторинного енергоресурсу (ВЕР) – скидної води, – дозволяє підвищити енергетичний ККД систем до 40...50 %. Теплообмінне обладнання займає важливе місце в системах гарячого водопостачання. Необхідність його удосконалення не викликає сумнівів. Основні вимоги до нових рішень – енергоефективність, зниження

металомісткості й габаритних розмірів теплообмінників, підвищення надійності та комфортності систем гарячого водопостачання.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є оцінка енергетичної та ексергетичної ефективності систем центрального гарячого водопостачання.

Ексергетична ефективність існуючих систем центрального гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора. Ексергія теплоти спалювання палива (газу):

$$Ex_q = a Q_p^e (1 - (T_0 / T_1)), \text{ кДж}, \quad (1)$$

де a - кількість палива, н. м³, у разі газового палива (кг, у разі твердого або рідкого палива); Q_p^e - нижча теплотворна здатність палива, кДж/н. м³ (кДж/кг); T_0 - температура зовнішнього середовища, К; T_1 - температура спалювання палива, К.

Виконаємо аналіз ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання з використанням у ролі палива природного газу з (зимовий період $t_0 = -22^\circ\text{C}$) $Q_p^e = 35589,5$ кДж/н.м³, $\rho = 0,664$ г/н.м³, $T_1 = 1073,15$ К.

Беремо $T_0 = 251,15$ К, робочий тиск пари 1,3 МПа, температура насиченої пари $T_1 = 464,15$ К, температура конденсату, що повертається до котла, $T_k = 353,15$ К. Тоді на 1 н. м³ газу маємо $Q = Q_p^e$.

Ексергію теплоти спалювання палива визначаємо за формулою

$$Ex_q = 35589,5 (1 - (251,15 / 1073,15)) = 27260 \text{ кДж}. \quad (2)$$

Далі складаємо енергетичний баланс котла (парогенератора):

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (3)$$

де Q_1 - кількість теплової енергії, що використана для одержання пари, кДж; Q_2 - кількість теплоти, що втрачена за рахунок неповноти згорання газу (приймаємо 0,03 а), кДж; Q_3 - кількість теплоти, що втрачена з викидними газами (приймаємо 0,05), кДж; Q_4 - кількість теплоти, що втрачена через поверхні котла (приймаємо 0,01 а), кДж. Тобто $Q_1 = 0,91 Q_p^e = 0,91 \cdot 35589,5 = 32386$ кДж.

Тоді кількість пари m_n , що отримана в котлі за рахунок спалювання 1 н. м³ газу, становить

$$m_n = 0,91 Q_p^e / (h'' - h_k), \text{ кг}, \quad (4)$$

де h'' та h_k - ентальпії насиченої пари при $p = 1,3$ МПа та конденсату при $T = 353,15$ К, кДж/кг.

$$m_n = 0,91 \cdot 32386 / (2787,5 - 334,9) = 13,2 \text{ кг}.$$

Далі розраховуємо зміни ексергії палива і теплоносія в котлі.
Втрата ексергії палива (ΔEx_q) становить:

$$\begin{aligned} P_q = \Delta Ex_q &= T_0 ((Q/T_1) - (Q/T_2)) = T_0 Q ((1/T_1) - (1/T_2)) = \\ &= 251,15 \cdot 35589,5 ((1/464,15) - (1/1073,15)) = 10928 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (5)$$

Приріст ексергії теплоносія, що нагрівається в котлі:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{mn} &= (H_{вix} - H_{вк}) - T_0(S_{вix} - S_{вк}) = m_n[(h'' - h_k) - T_0(s'' - s_k)] = \\ &= 13,2 [(2787,5 - 334,9) - 251,15 (6,495 - 1,070)] = 14389 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (6)$$

Сумарний приріст ексергії в котлі:

$$P_k = \Delta Ex_{mn} - \Delta Ex_q = 14389 - 10928 = 3461 \text{ кДж.} \quad (7)$$

Наступним ланцюгом у системі централізованого гарячого водопостачання є пароводяний поверхневий теплообмінник, у якому сухою насиченою парою з тиском $p = 1,3$ МПа нагрівається вода теплових мереж з температурою в подавальній магістралі $T_n = 403,15$ К, а у зворотній $T_{зв} = 343,15$ К. Температура конденсату – $353,15$ К. Тобто, ми нехтуємо втратами теплоти трубопроводами паро-конденсатного контура.

Складаємо тепловий баланс пароводяного теплообмінника відносно теплоносія, що гріє, і що нагрівається:

$$Q = m_n (h'' - h_k) = m_{el} (h_{Tn} - h_{Tзв}). \quad (8)$$

Отже,

$$m_{el} = m_n (h'' - h_k) / (h_{Tn} - h_{Tзв}) = 13,2 (2787,5 - 334,9) / (546,3 - 293,2) = 128 \text{ кг.} \quad (9)$$

Втрати ексергії пари (теплоносія, що гріє) у пароводяному підігрівачі:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{mn} &= m_n [(h - h_k) - T_0 (s - s_k)] = \\ &= 13,2 [(2787,5 - 334,9) - 251,15 (6,495 - 1,07)] = 14389 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (10)$$

Приріст ексергії води, що гріється:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{el} &= m_{el} [(h_{Tn} - h_{Tзв}) - T_0 (s_{Tn} - s_{Tзв})] = \\ &= 128 [(546,3 - 293,2) - 251,15 (1,638 - 0,954)] = 10405 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (11)$$

Загальні втрати ексергії в пароводяному теплообміннику:

$$P_{n-e} = \Delta Ex_{m1} - \Delta Ex_{e1} = 14389 - 10405 = 3984 \text{ кДж.} \quad (12)$$

Теплова потужність пароводяного підігрівача дорівнює кількості теплової енергії, що використана для одержання пари – 32386 кДж.

Далі рахуємо втрати ексергії на водоводяному теплообміннику для нагріву водопровідної води від 10 °С (283,15 К) до нормативних 60 °С (333,15 К), під час змішування гарячої води (60 °С) з холодною водопровідною водою (10 °С) перед споживанням з метою одержання температури споживчої води 37 °С ($T_{cn} = 310,15 \text{ К}$), у процесі охолодження води до 32 °С ($T_{скюд} = 305,15 \text{ К}$) в процесі споживання і, нарешті, з відпрацьованою водою.

Вказані розрахунки проводимо для двох варіантів:

1) паралельного (до системи опалення) приєднання системи гарячого водопостачання до теплових мереж;

2) змішаного двоступеневого приєднання.

Втрати ексергії на водоводяному теплообміннику для нагріву водопровідної води від 10 °С (283,15 К) до 60 °С (333,15 К). Теплова потужність водоводяного підігрівача за умови відсутності втрат теплової енергії пароводяним і водоводяним теплообмінниками та трубопроводами:

$$Q_{в-в} = Q_{n-в} = Q_1 = 32386 \text{ кДж.} \quad (13)$$

Кількість гарячої води $m_{e,1} = 128 \text{ кг}$; температура води, що гріє, $T'_{ex} = 403,15 \text{ К}$ (130 °С), $T'_{вих} = 343,15 \text{ К}$ (70 °С), температура води, що нагрівається $T''_{ex} = 283,15 \text{ К}$ (10 °С), $T''_{вих} = 333,15 \text{ К}$ (60 °С).

Після складання теплового балансу теплообмінника знаходимо кількість води, що нагрівається:

$$m_{e,2} = m_{e,1} (h_{Tn} - h_{T3в}) / (h_{T'_{вих}} - h_{T''_{ex}}) = 128 (546,3 - 293,2) / (251,3 - 42,3) = 155 \text{ кг.} \quad (14)$$

Втрати ексергії води, що гріє, відповідає формулі (11) і дорівнює $\Delta Ex_{e1} = 10405 \text{ кДж}$.

Приріст ексергії води, що нагрівається:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{e2} &= m_{e,2} [(h_{T'_{вих}} - h_{T''_{ex}}) - T_o (s_{T'_{вих}} - s_{T''_{ex}})] = \\ &= 155 [(251,3 - 42,3) - 251,15 (0,8303 - 0,1511)] = 5953 \text{ кДж.} \end{aligned} \quad (15)$$

Загальні втрати ексергії у водоводяному теплообміннику:

$$P_{n-в} = \Delta Ex_{e1} - \Delta Ex_{e2} = 10405 - 5953 = 4452 \text{ кДж.} \quad (16)$$

Далі знаходимо втрати ексергії при змішуванні з гарячої води з нормативною температурою 60 °С (333,15 К) з водопровідною водою з температурою 10 °С (283,15 К) безпосередньо перед споживанням. Середня нормативна температура води після змішування перед споживанням становить 37 °С (310,15 К).

Складаємо тепловий баланс процесу змішування при невідомій частці водопровідної води x та гарячої води $(1 - x)$:

$$h_{T''_{вих}}(1 - x) + h_{T''_{вх}} x = h_{T_{сн}}. \quad (17)$$

З рівняння (17)

$$x = (h_{T''_{вих}} - h_{T_{сн}}) / (h_{T''_{вих}} - h_{T''_{вх}}) = (251,3 - 155,1) / (251,3 - 42,3) = 0,46. \quad (18)$$

Кількість змішаної води становить

$$m_{e3} = m_{e2} / (1 - x) = 155 / (1 - 0,46) = 287 \text{ кг}. \quad (19)$$

Кількість водопровідної води: $m_{e4} = m_{e3} - m_{e2} = 287 - 155 = 132 \text{ кг}$.

Втрата ексергії при споживанні гарячої води (корисна). Середнє падіння температури при споживанні гарячої води становить 5 К (від 2 К до 8 К), тобто вода охолоджується від 37 °С (310,15 К) до 32 °С (305,15 К), а тиск води падає до 1 атм. Тоді втрата ексергії при споживанні:

$$\begin{aligned} P_{сн} &= \Delta E x_{сн} = m_{e3} [(h_{T_{сн}} - h_{T_{скид}}) - T_o (S_{T_{сн}} - S_{T_{скид}})] = \\ &= 287 [(155,1 - 134,1) - 251,15 (0,531 - 0,413)] = 1126 \text{ кДж}. \end{aligned} \quad (20)$$

Втрата ексергії зі скидною водою ($T_{скид} = 305,15 \text{ К}$):

$$\begin{aligned} P_{скид} &= \Delta E x_{скид} = m_{e3} [(h_{T_{скид}} - h_{T''_{вх}}) - T_o (S_{T_{скид}} - S_{T''_{вх}})] = \\ &= 287 [(134,1 - 42,3) - 251,15 (0,413 - 0,1511)] = 3864 \text{ кДж}. \end{aligned} \quad (21)$$

Коефіцієнт ексергетичної ефективності системи:

$$\eta_{ex} = \Delta E x_{сн} / \Delta E x_q = 1126 / 27260 = 0,0413 \text{ або } 4,13 \%. \quad (22)$$

Для літнього періоду ($T_o = 293,15 \text{ К}$) аналогічно за формулами (1-22) $\eta_{ex} = 1,27 \%$.

Сума втрат ексергії за схемою гарячого водопостачання становить:

$$\Sigma P = P_k + P_{n-e} + P_{e-e} + P_{зм} + P_{сн} + P_{ек} = 10930 \text{ кДж}.$$

Втрата ексергії палива становить $Π_q = 10928$ кДж. Таким чином, сума втрат ексергії за схемою гарячого водопостачання збігається з втратами ексергії палива.

Приймаємо середню температуру гарячої води в місцях споживання після змішування $t_{z.c.} = 37$ °С; середню температуру води після споживання $t_e = 32$ °С; середню температуру водопровідної води $t_{e,cep} = 10$ °С; середній коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води (тепловитрати трубопроводів до змішування) $a = 0,85$. Термічний ККД циклу

$$\eta_t = a (h_{1z.c.} - h_{1e}) / (h_{1z.c.} - h_{1e,cep}) = 0,85 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,157 \text{ або } 15,7 \%. \quad (23)$$

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств.
Відповідно до [2]

$$\eta_t = a (h_{Tz.m.} - h_{Tckud}) / (h_{Tz.m.} - h_{T_e}), \quad (24)$$

де $h_{Tz.m.}$, h_{Tckud} , h_{T_e} – ентальпії технологічної, відпрацьованої та водопровідної води. Коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води приймається $a = 0,5 \dots 0,8$.

Визначимо η_t на прикладі фабрики вторинного тютюну, де $t_{z.m.} = 65$ °С; $t_{ckud} = 55$ °С; $t_e = 10$ °С; $a = 0,5$. Тоді за формулою (24)

$$\eta_t = 0,5 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,091 \text{ або } 9,1 \%$$

Житлово-комунальний сектор та не технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств в умовах використання вторинних енергоресурсів гарячої води в поверхневому теплообміннику для попереднього нагріву водопровідної води. Приймаємо середню температуру гарячої води в місцях споживання після змішування $t_{z.c.} = 37$ °С; середню температуру води після теплообмінника її попереднього нагріву $t_{ck} = 32$ °С; середню температуру водопровідної води після теплообмінника її попереднього нагріву $t'_{ck} = 27$ °С; середню температуру водопровідної води $t_e = 10$ °С; середній коефіцієнт корисного використання потенціалу гарячої води $a = 0,9$ (при $t_e = 42$ °С).

Складаємо термодинамічний баланс процесу змішування гарячої та водопровідної води перед споживанням:

$$h_{1z} (1 - x) + h_{1e} x = h_{1z.c.} \quad (25)$$

З рівняння (25)

$$x = (h_{t_2} - h_{t_2.c}) / (h_{t_2} - h_{t_6}) = (251,3 - 153,9) / (251,3 - 41,87) = 0,465. \quad (26)$$

Розглянемо 2 варіанти. I: $t_2 = 60$ °C; II: $t_2 = 42$ °C.

Для першого варіанта:

$$x = (251,3 - 153,9) / (251,3 - 41,87) = 0,465.$$

Для другого варіанта:

$$x = (176,0 - 153,9) / (176,0 - 41,87) = 0,165.$$

Наступним кроком складемо термодинамічний баланс для теплообмінника попереднього нагріву. Для першого варіанта:

$$133,98 - h'_{t'_{вих}} = 0,535 (113,36 - 41,87),$$

звідки $h'_{t'_{вих}} = 95,73$ кДж/кг; $t'_{вих} = 22,69$ °C.

Для другого варіанта:

$$133,98 - h'_{t'_{вих}} = 0,844 (113,36 - 41,87),$$

звідки $h'_{t'_{вих}} = 73,64$ кДж/кг; $t'_{вих} = 17,50$ °C.

Для першого варіанта

$$\begin{aligned} \eta_t &= a (h_{t_2.c} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_2.c} - h'_{t'_{ск}}) = \\ &= 0,85 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 113,36) = 0,428 \text{ або } 42,8 \%; \end{aligned}$$

для другого варіанта:

$$\begin{aligned} \eta_t &= a (h_{t_2.c} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_2.c} - h'_{t'_{ск}}) = \\ &= 0,9 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 113,36) = 0,453 \text{ або } 45,3 \%. \end{aligned}$$

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води у поверхневому теплообміннику для попереднього нагріву водопровідної води. Приймаємо $t_{2.m} = 65$ °C; $t_{ск} = 55$ °C; $t_6 = 10$ °C; $t'_{вих} = 15$ °C; $a = 0,5$; маса скидної води становить $X = 0,8$ від маси води, що гріється.

Термодинамічний баланс теплообмінника попереднього нагріву:

$$h_{t''\text{вих}} - h_{t_6} = X (h_{t_{ск}} - h_{t'\text{вих}}),$$

звідки

$$h_{t''\text{вих}} = h_{t_6} + X (h_{t_{ск}} - h_{t'\text{вих}}) = 41,87 + 0,8 (230,2 - 63,2) = 175,48 \text{ кДж/кг}, t''_{\text{вих}} = 41,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тоді

$$\begin{aligned} \eta_t &= a (h_{t_{2.m.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.m.}} - h_{t''\text{вих}}) = \\ &= 0,5 (272,16 - 230,9) / (272,16 - 175,48) = 0,2165 \text{ або } 21,65 \%. \end{aligned}$$

Житлово-комунальний сектор та не технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води з застосуванням теплового насоса. Приймаємо $t_{2.c.} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{ск} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$; $t'_{ск} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_6 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $a = 0,85$; коефіцієнт перетворення теплового насоса $\Psi = 3 \dots 5$. Тоді

$$\eta_t = a \Psi (h_{t_{2.c.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.c.}} - h_{t_6}).$$

При $\Psi = 3$ $\eta_t = 0,85 \cdot 3 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,472$ або $47,2 \%$.

При $\Psi = 5$ $\eta_t = 0,85 \cdot 5 (154,92 - 133,98) / (154,92 - 41,87) = 0,787$ або $78,7 \%$.

Технологічне гаряче водопостачання промислових підприємств з використанням вторинних енергоресурсів скидної гарячої води з застосуванням теплового насоса. Приймаємо $t_{2.m.} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{ск} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_6 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $a = 0,5$; $\Psi = 3 \dots 5$; $X = 0,8$. Тоді

$$\eta_t = a \Psi (h_{t_{2.m.}} - h_{t_{ск}}) / (h_{t_{2.m.}} - h_{t_6}).$$

При $\Psi = 3$ $\eta_t = 0,5 \cdot 3 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,2725$ або $27,25 \%$.

При $\Psi = 5$ $\eta_t = 0,5 \cdot 5 (272,16 - 230,29) / (272,16 - 41,87) = 0,454$ або $45,4 \%$.

Аналогічним чином проведені розрахунки ексергетичних ККД існуючих і запропонованих систем гарячого водопостачання. Результати розрахунків зведено в табл.

Висновки. Наведена методика дозволяє інженерам розраховувати енергетичні та ексергетичні показники різних систем гарячого водопостачання, необхідні для практичного застосування.

Енергетичні і ексергетичні ККД різних систем гарячого водопостачання

№	Призначення системи	Технічні особливості	Термічний ККД, %	Ексергетичний ККД, %	
				зима	літо
1	Системи централізованого гарячого водопостачання житлово-комунального сектора і промислових підприємств за відсутності на них системи паропостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	15,7	4,13	1,27
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	45,3-60,7	16,36-25,6	5,19-7,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			47,2-63,1	34,2-45,0	5,5-7,4
			$\Psi = 5$		
78,7-90,05	55,0-83,6	5,6-7,8			
2	Системи централізованого гарячого водопостачання промислових підприємств за наявності на них систем паропостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	9,1	2,71	0,8
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	21,65-39,8	9,05-21,4	3,2-5,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			27,25-45,6	24,0-33,0	3,5-5,3
			$\Psi = 5$		
45,4-61,5	40,1-55,08	4,8-6,15			
3	Системи децентралізованого гарячого водопостачання	Існуючі без використання ВЕР відпрацьованої води	9,1-15,7	2,71-4,13	0,8-1,7
		З використанням ВЕР відпрацьованої води	21,65-60,7	9,05-25,6	3,2-7,2
		З використанням ВЕР відпрацьованої води за допомогою теплового насосу	$\Psi = 3$		
			27,25-63,1	34,2-45,0	3,5-7,2
			$\Psi = 5$		
45,4-90,5	57,0-75,0	4,45-8,3			
4	Автономна холодильно-теплонасосна система гарячого водопостачання	З використанням холодильно-теплонасосного агрегату	$\Psi = 3$		
			500*	45,0-58,0	6,2-13,5
			$\Psi = 5$		
			900*	68,0-90,0	6,8-14,7

* Значення сумарних (опалювально-холодильних) коефіцієнтів перетворення енергії

Література

1. Пальгунов П.П. Санитарно-технические устройства и газоснабжение зданий / П.П. Пальгунов, В.Н. Исаев. - М.: Высшая школа, 1982. - 148 с.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. – В 2-х ч. – Ч. 1 / Под ред. И.Г. Старовойтова. - М.: Стройиздат, 1990. - 247 с.
3. Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения: учеб. / Н.И. Пешехонов. - Киев, Вища школа, 1982. - 328 с.
4. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: учеб. / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеевко. — М.: Стройиздат, 1990. — 480 с.
5. СНиП 2.04.02-84. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения, (действ. с 01.01.1985 г.). - М.: Стройиздат, 1986. - 136 с.
6. ДБН В. 2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. - чинні від 01.03.2013 р.)-К.: МінрегіонУкраїни, 2013. - 105 с.
7. ДБН В.2.5-39:2008. Инженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. – Чинні від 07.01.2009 р. - К.: МінрегіонбудУ країни, 2009. — 56 с.
8. ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. – чинні від 01.01.2006 р. - К.: ДержбудУкраїни, 2005. - 43 с.
9. ДБН В.2.5-22-2002. Зовнішні мережі гарячого водопостачання та водяного опалення з використанням труб зі структурованого поліетилену з тепловою ізоляцією зі спіненого поліетилену і захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою. - Чинні від 01.07.2002 р. - К.: Держбуд України, 2002. - 40 с.
10. Малкін Е.С. Термодинамічний аналіз ефективності систем гарячого водопостачання: / Е.С. Малкін, О.В. Приймак, І.Е. Фуртат. // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. - 2004. - вип. 19. – С. 57-62
11. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция: учеб, для вузов. - 2-е изд. / В.Н. Богословский, В.П. Щеглов, Н.Н. Разумов, - М.: Стройиздат, 1980. - 295 с.

References

1. Palgunov P. P. *Sanitarно-tekhnicheskiie ustroistva i gazosnabzhenie zdanii*. Vysshaya shkola, 1982.
2. *Vnutrennie sanitarno-tekhnicheskiie ustroistva*. Vol. 1, Stroiizdat, 1990.
3. Peshexonov N. I. *Proektirovaniie teplosnabzheniia: uchebnik*. Vyshcha shkola, 1982.
4. Tikhomirov K. V., Sergeenko E. S. *Teplotekhnika, teplogazosnabzheni.e i ventiliatsiia: uchebnik*. Stroiizdat, 1990.
5. *Vodosnabzheniie. Naruzhnye seti i sooruzheniia*. SNiP 2.04.02-84. Stroiizdat, 1986.
6. *Vnutrishnii vodoprovod ta kanalizatsiia*. DBN V.2.5-64:2012, Minrehion Ukrainy, 2013.
7. *Inzhenerne obladnannia budynkiv i sporud. Zovnishni merezhi ta sporudy*. DBN V.2.5-39:2008, Minrehionbud Ukrainy, 2009.
8. *Budynky i sporudy. Zhytlovi budynky. Osnovni polozhennia*. DBN V.2.2-15-2005, Derzhbud Ukrainy, 2005.
9. *Naruzhnye seti goriachego vodosnabzheniia i vodianogo otopleniia s ispolzovaniem trub is strukturirovannogo polietilena i zashchitnoi gofrirovannoi polietilenovoi obolochkoi*. DBN V.2.5-22-2002, Derzhbud Ukrainy, 2002.
10. Malkin E. S., Pryimak O. V., Furtat I. E. “Termodinamichniy analiz efektyvnosti system hariachoho vodopostachannia.” *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*, Iss. 19, 2004, P. 57-62
11. Bogoslovskii V. N., Shcheglov V. P., Razumov N. N. *Otoplenie i ventiliatsiia: uchebnik dlia VUZov*. Stroiizdat, 1980

УДК 697.1

Расчёты энергетической и эксергетической эффективности систем горячего водоснабжения

Э.С. Малкин¹, Н.Е. Журавская²

¹д.т.н., проф., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, nzhur@ua.fm

Приведена методика и примеры расчётов энергетической и эксергетической эффективности систем горячего водоснабжения. Проведённый на основе разработанной методики термодинамический анализ подтвердил результаты предыдущих исследований и показал, что в предложенных системах достигается повышение энергетического КПД в 3,5...9 раз, эксергетического КПД для промышленных предприятий – в 3...6 раз, а эксергетического КПД для жилищно-коммунального сектора – в 4...20 раз. Особенно эффективными являются индивидуальные холодильно-теплонасосные системы, которые обеспечивают увеличение энергетического КПД в 20...60 раз, эксергетического – в 6...60.

Ключевые слова: энергоэффективность систем горячего водоснабжения, эксергетическая эффективность систем горячего водоснабжения.

UDC 697.1

Calculations of Energetic and Exergetic Efficiency of Hot Water Systems

E. Malkin¹, N. Zhuravska²

¹Sc.D, professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, saodhar@gmail.com

²PhD, associate professor, National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, nzhur@ua.fm

The paper shows the methodology and examples of calculations of energetic and exergetic efficiency of hot water systems. Conducted on the basis of the developed method of thermodynamic analysis the results of previous studies are confirmed and it is shown that the proposed system is achieved by increasing the energy efficiency of 3.5 ... 9 times, energetic efficiency for industrial enterprises - in 3 ... 6 times, and the energetic efficiency for housing sector - 4 ... 20 times. Especially effective are individual refrigeration and heat pump systems that provide an increase in energy efficiency of 20 ... 60 times, exergy efficiency - 6 ... 60.

Keywords: energy efficiency of hot water systems, exergy efficiency of hot water systems.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.

UDC 697.94

Exergoeconomic Analysis of Air Cooling Systems

O.V. Zadoyanny¹, Y.M. Yevdokimenko²

¹PhD, assistant professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, alvasil21@gmail.com

²graduate student, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, bonnesante@mail.ru

Abstract. In this study exergoeconomic analysis is realized when selecting the most economical energy-saving air cooling system. Calculations exergy efficiency, exergetic streaming charts and diagrams exergy cost are given.

Keywords: HVAC systems, exergoeconomic analysis, exergetic air flow diagram, exergy efficiency «brutto» and «netto», exergetic cost diagram of air flow.

Introduction. Ukrainian National standards require to identify and evaluate equipment for heating, cooling and drying air for buildings and structures for various purposes by indicator of efficiency [1]. There is no appropriate methods for specified equipment. In this paper we propose a technique stepwise evaluation of energy saving performance of air conditioning systems based on modern exergo-economic theory. Advanced exergy analysis makes it possible to evaluate the energy efficiency of HVAC systems at each stage of the design. During the design of these systems is difficult to clearly evaluate and confirm the energy efficiency arguments. Exergetic analysis, based on in-depth evaluation of exergy destruction of all its components, allows you to identify and correctly evaluate the most rational from the point of view of energy efficiency solutions. The presented method is based on in-depth exergy analysis moist air, which allows you to determine the destruction of all components of exergy of moist air.

Different air drying processes have their disadvantages and features. From our point of view of energy efficiency criteria for these processes may serve as a relative assessment of energy consumption, given the reference to the parameters of the environment.

Turn-based assessment of energy efficiency of air conditioning systems enables at each stage of the design to evaluate the energy consumption of technical options and adjust it.

Informative assessment thus gives exergetic flow charts. With their help, you can correctly identify the most energy-intensive processes.

Selecting power air conditioning system one of the important points in the final design is a valuation cost of exergetic flows.

The results show that the extended exergy analysis together with exergy flow diagrams gives the correct numerical results in selecting the most economical system.

The relevance of the study. Determination of energy saving HVAC system is an urgent task, which enables optimization in terms of energy consumption at all stages of the life cycle of the equipment design of structures, in their design and operation. When choosing HVAC system circuit design and their comparison among themselves

for the possibility exergic criteria appear correct numerical evaluation of different principle of individual functional units and components. Also it may open the possibility of upgrading and development of new energy-saving systems under specific indoor and outdoor air parameters. At the time of the systems is to optimize not only exergic and exergo-economics and also variants of power supply.

Recent studies and publications. When determining the useful effect of HVAC systems different authors use different indicators. For example, the useful effect taking as values exergy air inlet at its premises, or at the outlet air conditioner. There is proposed to take this values as exergy flow of air at the outlet of the system [2]. This is not entirely correct because exergy air inlet to the serviced room does not give a full assessment of the useful effects of the HVAC unit and therefore does not characterize the assimilation effect in the room. And this factor is the beneficial effect of the HVAC unit work in accordance with its intended purpose. Assimilation effect is characterized by difference thermodynamic potentials of the indoor and outlet air. Recent studies [3], the authors define the useful effect of HVAC unit in a “clean” room as reducing exergy air. The used exergy presented as the sum of costs exergy supplied from external sources - electricity and heat. This approach to determining the exergy efficiency we seen most of the surveyed correct, but it has certain limitations.

Article Objectives. The aim of the article is to show the theoretical and practical opportunity to assess the energy efficiency with the use of exergy analysis.

Main part. For HVAC systems of technological facilities arbitration samples keeping the pharmaceutical industry must provide the following parameters: air temperature – 16 ± 2 °C and relative humidity – 30 ± 5 % [4]. For comparison of selected three schematics HVAC systems to select out the best according to the criteria of exergic efficiency – condensation, combined condensation and adsorption dehumidification. Charts air treatment in *I-d* coordinates of said circuit design are presented on the fig. 1.

The first stage has been evaluated exergy destruction in the course of its processing in the systems. Each process has been shown in exergy flow diagram (fig. 2). Reference levels for relative humidity 30 %, temperature 30 °C. In accordance with the technological requirements for the pharmaceutical industry of Ukraine relative humidity levels are divided into special – less than 30 % and a standard – 30 ... 60 %.

The diagram shows the exergy change of each air component during its processing in the HVAC system. The greatest destruction shows the mechanical component of exergy that indicate the dominance of the aerodynamic resistance on the system. The character of the curves – the uneven.

Destruction of all exergy kinds of air flow greater with $\varphi \leq 30$ % than $\varphi \geq 30$ %. This is especially seen in section 5-8 where the cooling, condensation and heating. The value of exergy destruction of air in this region is twice as much.

Figures 4 and 5 show diagram of exergy flows for the DAM method. The curves for the DAM method differs significantly from the DCM method. There have been no jumps of exergy destruction in the area of air drying, as in method DCM, but there is a significant jump in the stripping section of the curve, where the specific value of exergy is 8 kJ/kg and a thermal component dominates. Levels of jumps in the area drying such quantities as in the DCM method.

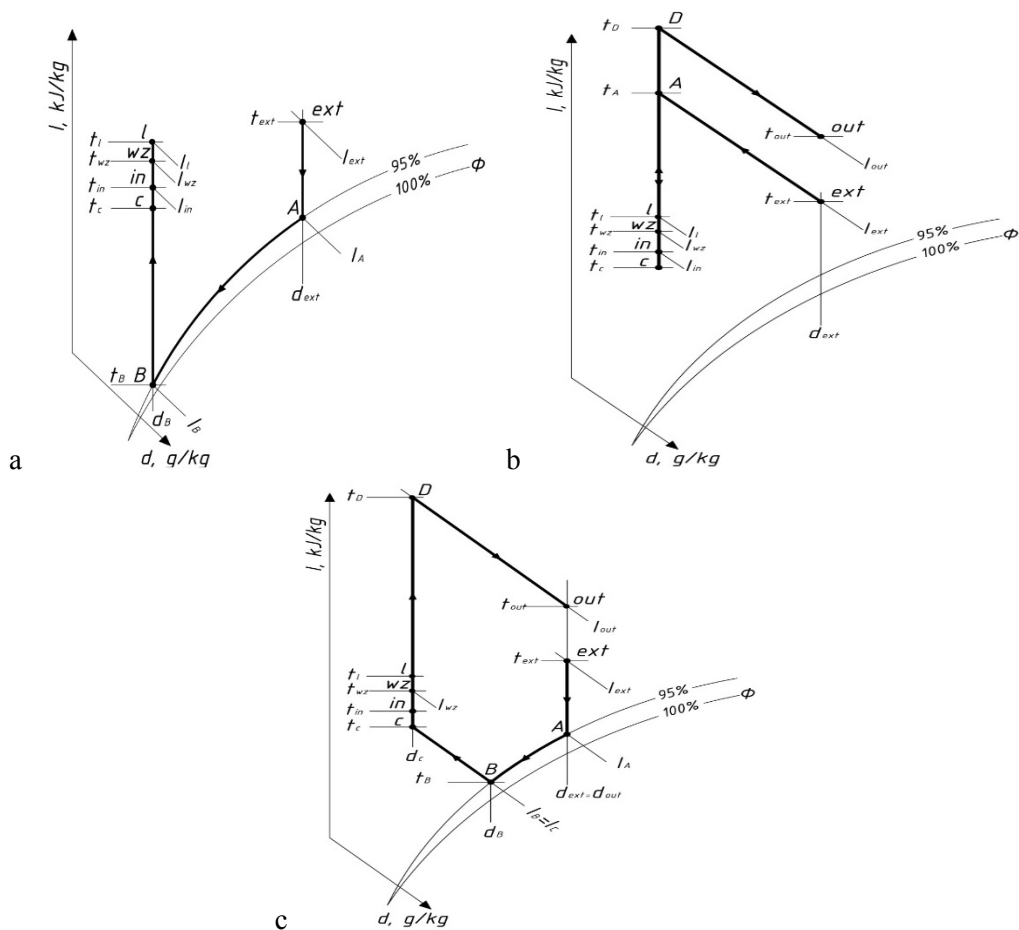


Fig. 1. Chart of air treatment in the coordinates of I-d: a - dehumidification by condensation method (DCM); b - dehumidification by adsorption method (DAM); c - combined dehumidification by condensation-adsorption method (CDCAM)

Air flow diagram for exergy in DAM scheme is smoother and has a sharp jump in only in the desorption zone, where a lot of heat is consumed.

This is typical in the whole range of relative humidity. In areas of desorption the exergy destruction is different by half.

Figures 6 and 7 show diagrams of exergy flows for the CDCAM method.

There is not much difference between the curves and the values of exergy destruction in the data charts. The difference in the values for different relative humidity observed in the desorption zone and it takes 40 %.

For each option computed exergetic efficiency "netto" by formula [5]

$$\eta_e^{net} = \Delta E_a^{in-\ell} / \Sigma \Delta E_a^{ext-in} \quad (1)$$

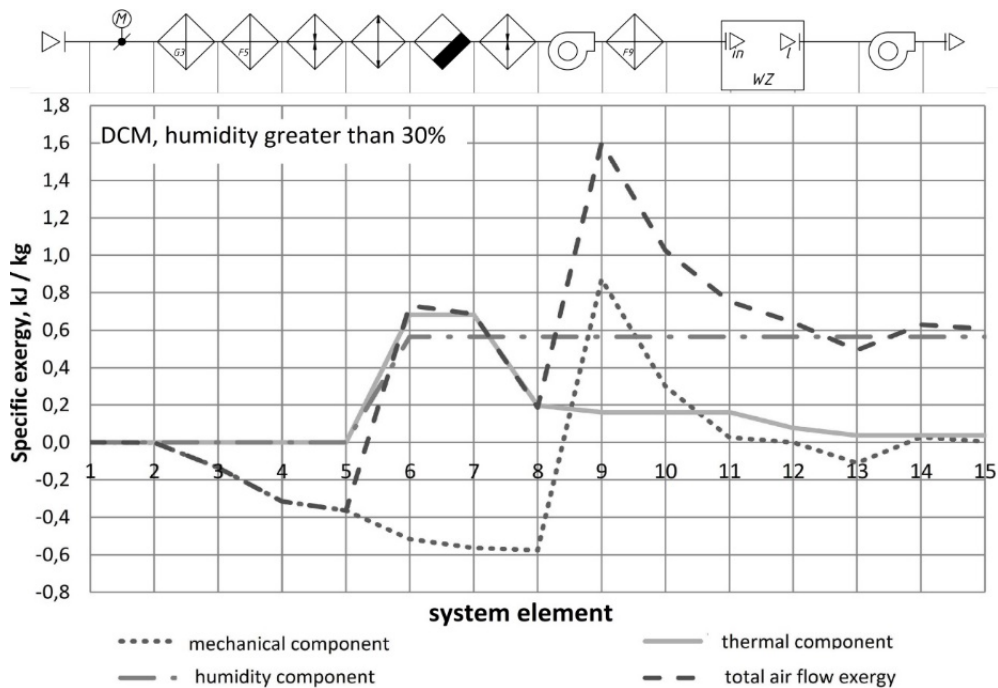


Figure 2. Exergy flow diagram for DCM ($\varphi \geq 30\%$)

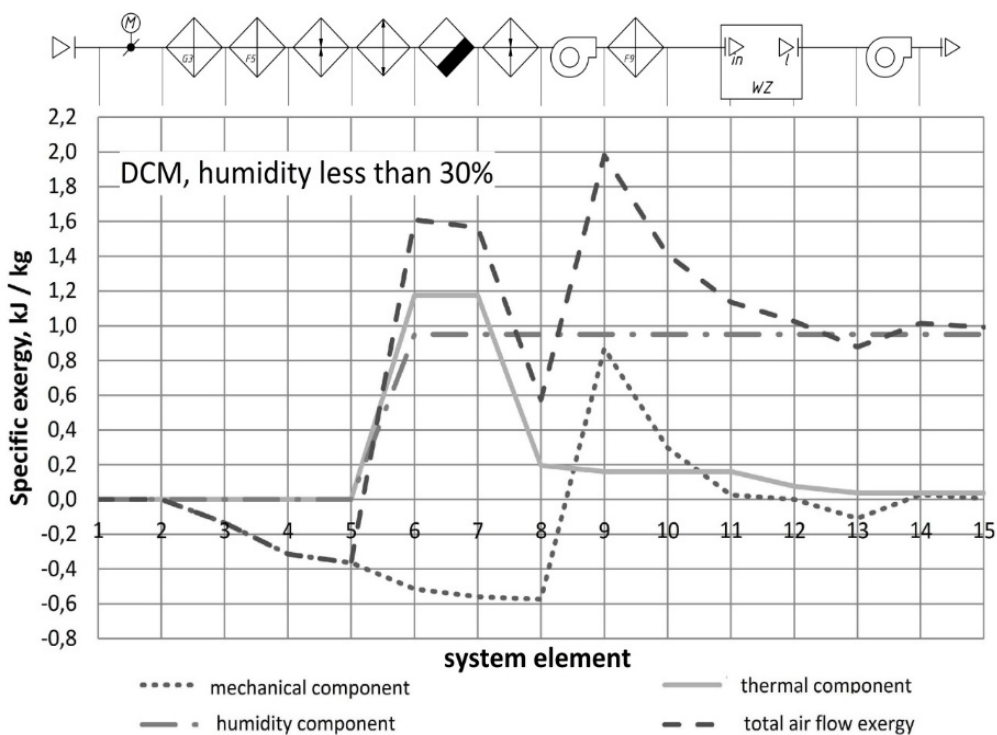
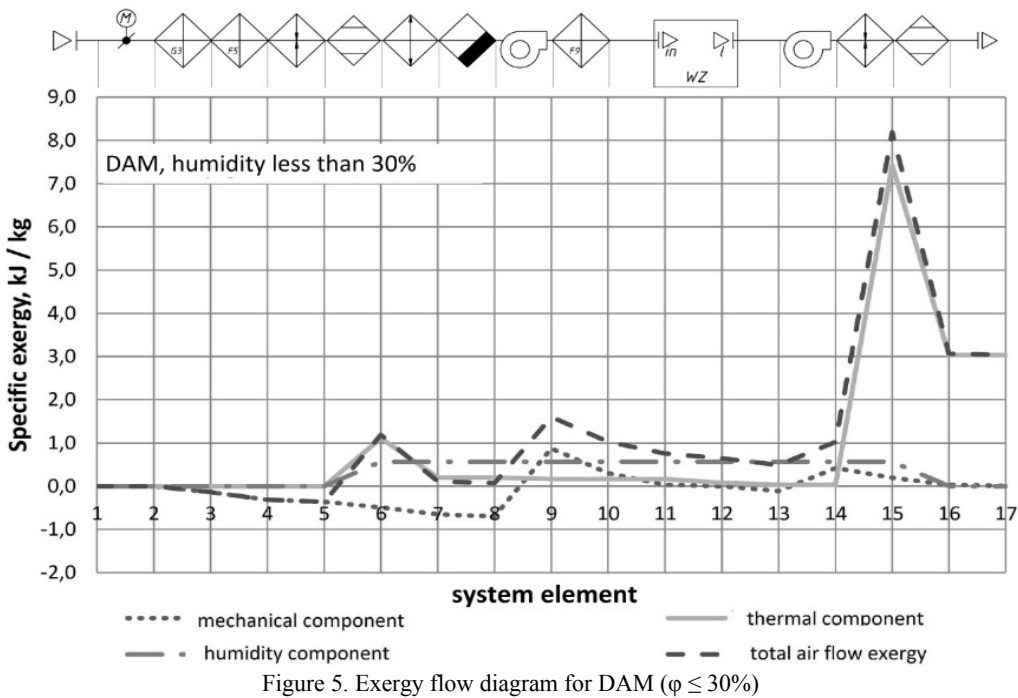
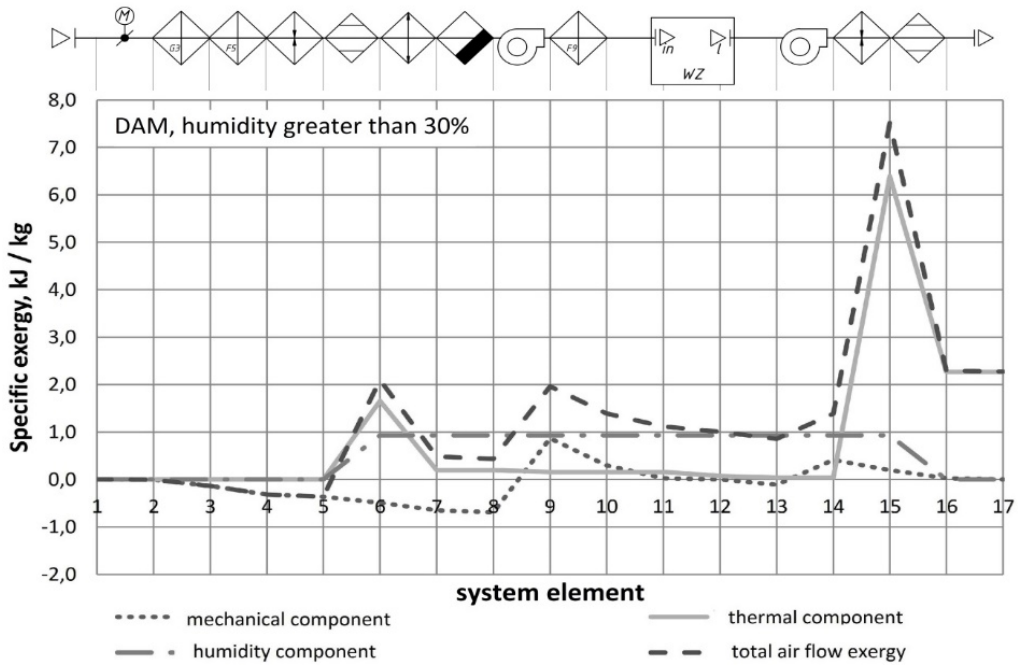


Figure 3. Exergy flow diagram for DCM ($\varphi \leq 30\%$)



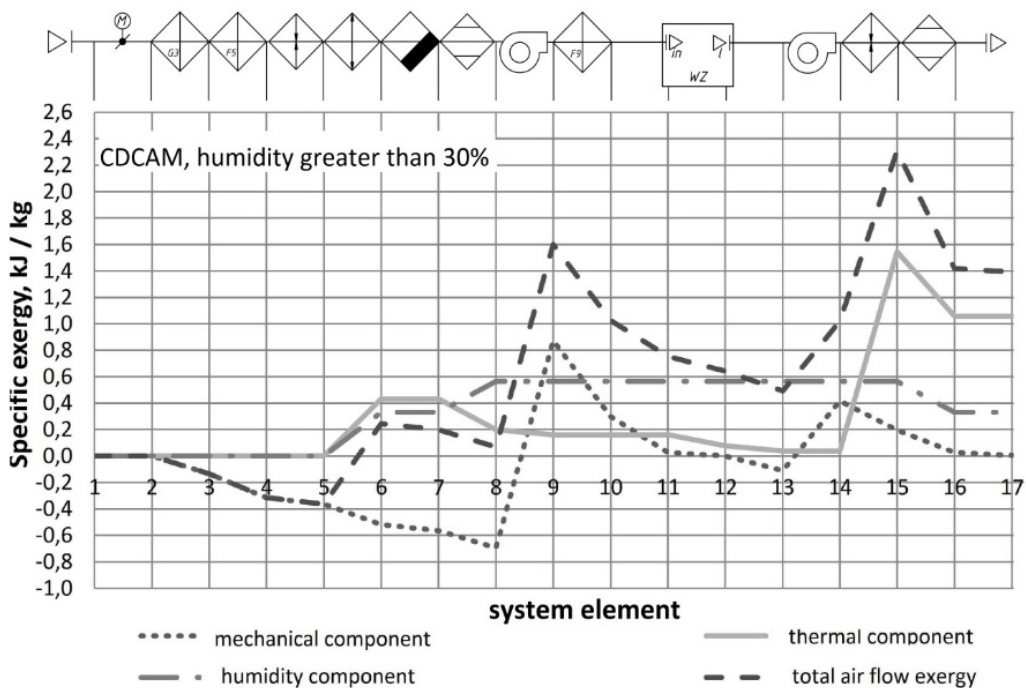


Figure 6. Exergy flow diagram for CDCAM ($\varphi \geq 30\%$)

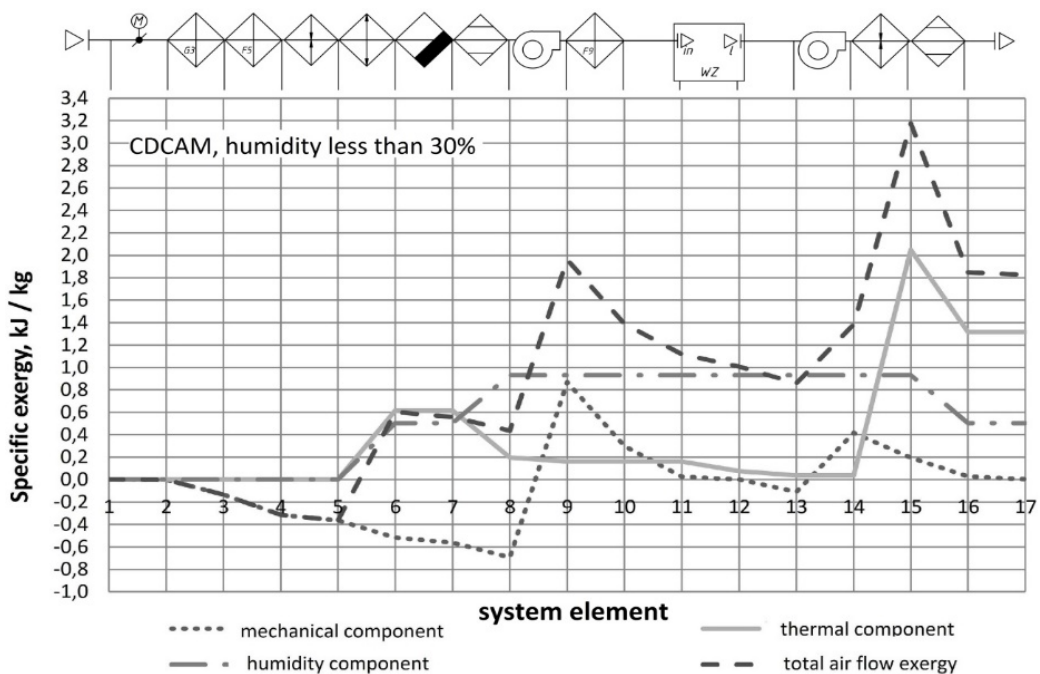


Figure 7. Exergy flow diagram for CDCAM ($\varphi \leq 30\%$)

where $\Delta E_a^{in-\ell}$ – exergy destruction of indoor air, kJ; $\Sigma \Delta E_a^{ext-in}$ – the total gross destruction of exergy in the system, kJ. Equation (1) shows the ratio of useful exergy indoor air to exergy consumed in the equipment system. Air condition parameters are taken from the *I-d* charts.

Exergy efficiency "netto" indicates the ratio of useful exergy of air in the room to the exergy consumed in equipment of the system.

Another important indicator – the exergy efficiency of "brutto". It characterizes the ratio of useful exergy to the supplied exergy. It can be calculated from the formula

$$\eta_e^{brt} = \Delta E_a^{in-\ell} / \Sigma E_{en}^{Tot} \quad (2)$$

where ΣE_{en}^{Tot} – exergy from energy sources, kJ. The calculation results are shown in table.

Table

Results of the exergetic analysis

HVAC Schematics	Relative humidity in the room $\geq 30\%$		Relative humidity in the room $\leq 30\%$	
	Exergy efficiency «netto», %	Exergy efficiency «brutto», %	Exergy efficiency «netto», %	Exergy efficiency «brutto», %
DCM	5,7	2,19	4,37	1,56
DAM	1,42	2,43	1,37	2,31
CDCAM	4,07	3,22	3,38	2,91

The table data shows that the highest value by exergy efficiency «netto» gives the DCM schematics at value of relative humidifies higher than 30 %. And if value of the relative humidity less than 30 % the highest exergy efficiency indicates design CDCAM.

As seen from the results of calculations, exergetic analysis gives correct but not complete an assessment as possible contradiction in identifying the most energy efficient way of processing when designing air systems. Based on these factors, we have assessed the cost of exergy flow according to the tariffs of "Kyivenergo" in 2016 [6].

The cost of exergy flow calculated by formula

$$C_{ex} = 1000 \Sigma E_{en}^{Tot} \rho_a C_{en}, \text{UAH} / 1000 \text{ m}^3, \quad (3)$$

where ρ_a – air specific density, kg/m³; C_{en} – energy tariff, UAH/kJ.

The chart (Fig. 8, Fig.9) shows the increase in value of 1,000 cubic meters of air during its processing in the air conditioner. For all values of relative humidity of indoor air design CDCAM more profitable.

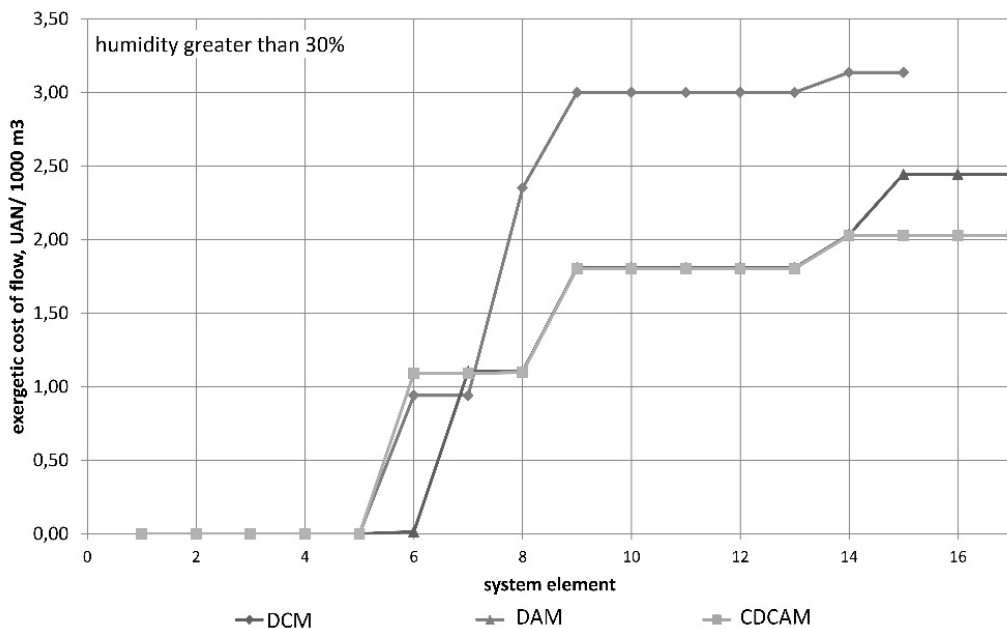


Figure 8. Exergy cost of flow ($\varphi \geq 30\%$)

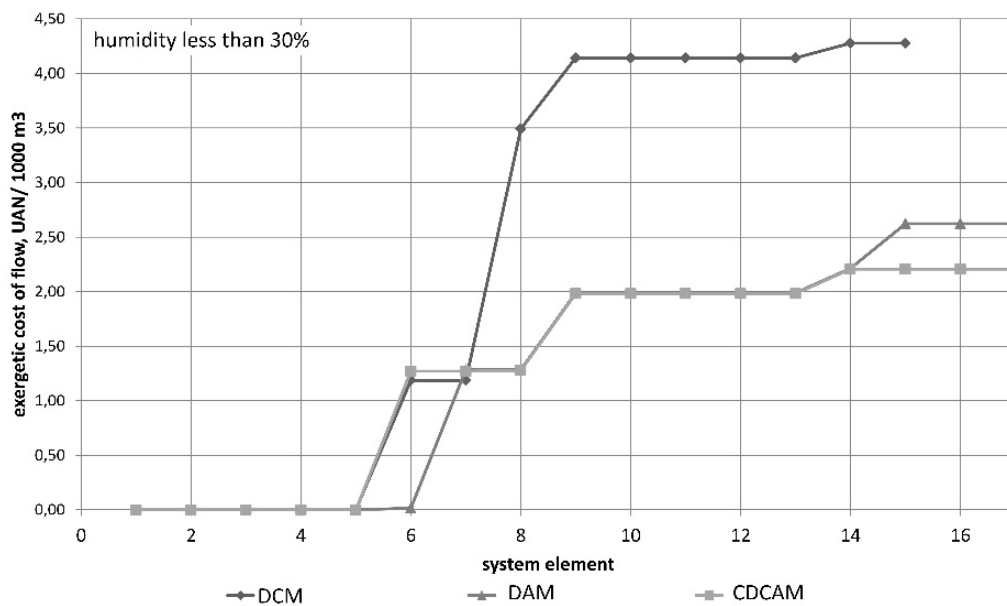


Figure 9. Exergy cost of flow ($\varphi \leq 30\%$)

From the chart it is clear that the greatest growth observed since the cost of equipment 5 position, where a lot of energy is consumed for cooling, heating and dehumidification for all types of HVAC schematics.

From the chart it is clear that the greatest growth observed from 5 position, where a lot of energy is consumed for cooling, heating and dehumidification.

The greatest increase in energy prices seen in DCM scheme where the traditional drying with condensation realized. Schemes of DAM and DCACM differ in cost value when regeneration of the adsorbent from the position 14. Endpoint exergy value circuit DCACM is 20% less than DAM.

Conclusion. Application of exergo-economics method for assessing energy saving in air treatment processes gives correct results that can be applied in the design and reconstruction systems. It should be carried out step by step to evaluate exergy efficiency "netto" and "brutto" to correct technical solutions at every stage. The final stage of exergy-economic analysis in HVAC systems is to assess the cost of the exergy supply air.

Prospects for further research. Further research directed to the improvement the exergic methods research of efficiency of air heating, cooling and dehumidification in buildings.

References

1. *Osnovni vymohy do budivel i sporud. Ekonomiiia energii.* DBN V.1.2-11-2008, Minregionbud Ukrainy, 2008.
2. Brodianskii V. M., Verkhivker G. P., Karchev Ya. Ya. *Eksergeticheskie raschety tekhnicheskikh sistem*, edited by Dolinskii A. A., Brodianskii V. M. Naukova Dumka, 1991
3. Labai V. I., Garasim D. I. "Stan i perspektyvy pidvyshchennia energoeffektyvnosti system kondytsiuvannia povitria chystykh prymishchen." *Naukovo-technichniy zbirnyk «Energoeffektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi»*, Iss. 6, KNUBA, 2014
4. *Sanitarni normy mikroklimatu vyrobnychykh prymishchen.* DSN 3.3.6.042-99. Ministry of Health Protection of Ukraine, 1999.
5. Zadoianni O. V. "Eksergetychni kryterii pry otsintsi energooshchadnosti system kondytsionuvannia povitria budivel i sporud." *Ventylatsiia, osviltennia ta teplohapostachannia: naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 17, 2014, P. 3-9.
6. *Rozdribni taryfy dlia spozhyvachiv elektrychnoi energii u misti Kyievi.* <http://kyiven-ergo.ua/ee-company/> . Accessed 12.10.2016.

УДК 697.94

Ексергоекономічний аналіз систем кондиціонування повітря

О.В.Задоянний¹, Ю.М.Євдокименко²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, alvasil21@gmail.com

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, bonnesante@mail.ru

Анотація: В роботі подано методологію ексергоекономічного аналізу при виборі найбільш енергоощадного схемного рішення системи кондиціонування повітря. Представлено розрахунки ексергетичної ефективності, діаграм ексергетичних потоків та ексергетичної вартості.

Ключові слова: системи кондиціонування повітря, ексергоекономічний аналіз, ексергетичні потокові діаграми, ексергетична ефективність «нетто» та «брутто», ексергетична вартість.

УДК 697.94

Эксергоэкономический анализ систем кондиционирования воздуха

А.В.Задоянный¹, Ю.Н.Евдокименко²

¹к.т.н., доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина, alvasil21@gmail.com

²аспирант, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина, bonnesante@mail.ru

Аннотация: В работе показана методология эксергоэкономического анализа при выборе наименее энергозатратного схемного решения системы кондиционирования воздуха. Представлены расчёты эксергетической эффективности диаграммы эксергетических потоков и эксергетической стоимости.

Ключевые слова: системы кондиционирования воздуха, эксергоэкономический анализ, эксергетические потоковые диаграммы, эксергетическая эффективность «нетто» и «брутто», эксергетическая стоимость.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.

УДК 697.329

Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора

О. П. Любарець¹, А. С. Москвітін²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, apl_knuba@ukr.net

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, anisiyaa@ukr.net

Анотація. Однією з технологій накопичення теплової енергії в теплий період року, її зберігання та подальшого використання в опалювальний період, є створення сезонних теплоаккумуляторів теплоти. Як джерело теплоти в теплий період року для зарядки сезонного теплоаккумулятора найчастіше використовують систему сонячних колекторів. Для таких систем (сонячні колектори + сезонний теплоаккумулятор) доцільно використовувати організовані сезонні теплоаккумулятори, які розраховані на визначену кількість теплоти. В статті проводиться порівняння впливу розміщення теплоаккумулятора на вибір ефективної його форми. Викладена методика розрахунку об'єму теплоаккумулятора з урахуванням роботи системи сонячних колекторів впродовж року. Розглядається вплив роботи цілорічної системи сонячних колекторів на зменшення об'єму теплоаккумулятора. Виконана побудова графіка добового теплового навантаження на системи опалення на ГВП + надходження тепла від системи сонячних колекторів.

Ключові слова: бетонний теплоаккумулятор, комбінований теплоаккумулятор, сезонний теплоаккумулятор, форма сезонного теплоаккумулятора, розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора.

Вступ. Вичерпаність традиційних паливних ресурсів та погіршення екологічного стану довкілля надає актуальності дослідженням по відновлюваній та нетрадиційній енергетиці і необхідності залучення в енергетичний баланс України екологічно чистих джерел енергії. Перспективним напрямком є використання теплоти сонячної енергії для комунального теплопостачання, яке може забезпечити чималі потреби в теплоті навіть в умовах територій помірного клімату. Здебільшого методи використання теплової енергії сонця загалом економічно ефективні, однак частка застосування теплової сонячної енергії доволі мала. Значно підвищити ефективність використання сонячної енергії можливо при наявності сезонного акумулятора великої теплової ємності. Проблема надлишку теплоти в літній період, коли потреби в ній зменшуються, актуальна для діючих теплогенеруючих підприємств (ТЕЦ). Вона також може бути вирішена шляхом акумулювання цих надлишків з їхнім використанням в опалювальний період.

Для зменшення питомої вартості 1 ГДж акумульованої теплоти ефективна конструкція теплового акумулятора повинна мати мінімальні тепловтрати в навколишнє середовище. При виборі форми теплоаккумулятора в плані потрібно намагатися максимально спростити його форму. Оскільки найбільші тепловтрати відбуваються через стіни, бажано, щоб площа їхніх поверхонь була найменшою. Загальновідомо, що при однаковому об'ємі найменшу площу поверхні має куля. Однак будувати теплоаккумулятор у формі кулі в прагненні значно зменшити те-

пловтрати не раціонально, тому що розрахувати і конструктивно виконати теплоаккумулятор кулеподібної форми дуже складно. Для реального будівництва найкращим чином підходить конфігурація теплоаккумулятора у формі куба, оскільки в ньому площа зовнішніх поверхонь найменша. Тому для подальших розрахунків вибираємо саме таку форму. Але потрібно перевірити, як вплине на форму теплоаккумулятора його розташування, в якому випадку краще дотримуватися кубічної форми, а в якому краще використовувати паралелепіпед.

Розглянемо залежність форми теплового акумулятора від його розміщення: перший варіант – теплоаккумулятор розміщується під будинком; другий варіант – теплоаккумулятор довільно розташований у землі.

Для розрахунку питомих показників приймаємо об'єм теплоаккумулятора 1 м^3 . Тепловтрати через будь-яку стінку теплоаккумулятора визначаються:

$$Q_{\text{тев},i} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ак}}^c - t_2) F_i, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де, λ – коефіцієнт теплопровідності стінки теплоаккумулятора, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$; δ – товщина стінки теплоаккумулятора, м; $t_{\text{ак}}^c$ – середня температура теплоаккумулятора впродовж опалювального періоду, визначається як півсума температури зарядки $t_{\text{зар}}$ і розрядки $t_{\text{роз}}$ теплового акумулятора:

$$t_{\text{ак}}^c = (t_{\text{зар}} + t_{\text{роз}}) / 2 = (140 + 55) / 2 = 97,5^\circ\text{C};$$

t_2 – температура ґрунту, приймаємо $+8^\circ\text{C}$; F_i – площа стінок теплоаккумулятора, м^2 .

Оскільки при монтуванні теплоаккумулятора найбільше впливає на його вартість глибина заглиблення, то потрібна найефективніша форма теплоаккумулятора з найменшою висотою.

Для цього позначимо довжину та ширину теплоаккумулятора – x , м, а висоту – y , м (рис.1). Конструкцію теплового акумулятора приймаємо: стіни з мінеральної вати з $\lambda = 0,045 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, а донна частина зі спіненого скла з $\lambda = 0,065 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, товщина стін $\delta = 1,0$ м для спрощення розрахунку.

Для першого варіанта (при розташуванні теплоаккумулятора під будинком) тепловтрати через верхню частину теплоаккумулятора в опалювальний період враховуються як теплонадходження до будинку. Тоді рівняння балансу для теплоаккумулятора $Q_{\text{бал}} = Q_{\text{мен.вт.}} - Q_{\text{мен.над.}} \rightarrow \min$.

Тепловтрати через стіни та донну частину теплоаккумулятора

$$\begin{aligned} Q_{\text{мен.вт.}} &= (0,065 / 1,0) \cdot (97,5 - 8) \cdot x^2 + (0,045 / 1,0) \cdot 4 \cdot (97,5 - 8) \cdot x y = \\ &= 5,8175 x^2 + 16,11 x y. \end{aligned}$$

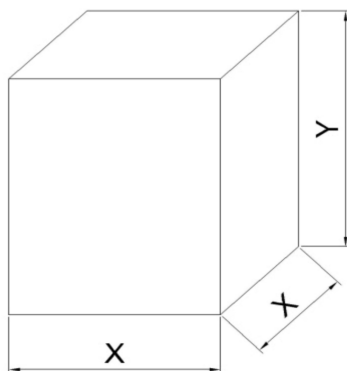


Рис. 1. Позначення розмірів теплового акумулятора для розрахунків.

Теплонадходження до будинку через верхню частину теплоакумулятора

$$Q_{\text{мен.над.}} = (0,045 / 1,0) \cdot (97,5 - 20) \cdot x^2 = 3,4875 x^2.$$

Тепловтрати в навколишнє середовище повинні бути мінімальні:

$$Q_{\text{бал}} = 2,33 x^2 + 16,11 x y \rightarrow \min.$$

Розрахунковий об'єм прийнято $V = 1 \text{ м}^3$. Підставляючи різні значення y , м, і виражаючи $x = (1/y)^{0,5}$, м, отримуємо значення $Q_{\text{бал}}$ (табл. 1). Тобто для варіанту розміщення теплоакумулятора під будинком найефективніша форма теплоакумулятора – паралелепіпед заввишки $y = 0,4$ м, завширшки та завдовжки $x = 1,58$ м, але ширина і довжина теплоакумулятора не повинні виходити за межі розмірів будинку в плані.

Для другого варіанту при розміщенні теплоакумулятора довільно в землі рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q_{\text{бал}} = Q_{\text{мен.см.}} \rightarrow \min.$$

Тепловтрати через стіни теплоакумулятора

$$Q_{\text{бал}} = Q_{\text{мен.см.}} = (0,065 / 1,0) \cdot (97,5 - 8) \cdot x^2 + (0,045 / 1,0) \cdot 4 \cdot (97,5 - 8) \cdot x \cdot y + (0,045 / 1,0) \cdot (97,5 - 20) \cdot x^2 = 9,305 x^2 + 16,11 x y \rightarrow \min.$$

Таблиця 1

Перший варіант, значення $Q_{бал}$, Вт, залежно від висоти y , м

Висота y , м	Ширина і довжина x , м	Тепловтрати $Q_{бал}$, Вт
1	1	13,171
0,9	1,0541	12,766
0,8	1,118	12,373
0,7	1,1952	12,005
0,6	1,291	11,687
0,5	1,4142	11,465
0,4	1,5811	11,438
0,3	1,8257	11,85
0,2	2,2361	13,468
0,1	3,1623	20,282

Підставляючи різні значення y , м, і виражаючи $x = (1/y)^{0,5}$, м, отримуємо значення $Q_{бал}$, Вт (табл. 2).

Таблиця 2.

2-й варіант, значення $Q_{бал}$ залежно від висоти y

Висота y , м	Ширина і довжина x , м	Тепловтрати $Q_{бал}$, Вт
1	1	18,154
0,9	1,0541	18,302
0,8	1,118	18,6
0,7	1,1952	19,122
0,6	1,291	19,991
0,5	1,4142	21,43
0,4	1,5811	23,894
0,3	1,8257	28,457
0,2	2,2361	38,378
0,1	3,1623	70,103

Тобто для варіанту розміщення теплоакумулятора довільно в землі найефективніша форма – куб.

Розглянемо на прикладі розрахунок об'єму теплоакумулятора, розташованого під будинком і який заряджається від сонячних колекторів. Приймаємо наступні вихідні дані для розрахунку об'єму сезонного теплоакумулятора:

1. Тепловий потік на опалення при розрахунковій зовнішній температурі на опалення – $Q_{co} = 8080$ Вт;
2. Тепловий потік на гаряче водопостачання на 1 людину $q_h = 247$ Вт/люд;
3. Температура найхолоднішої п'ятиденки $t'_o = t_{зовн.5} = -22$ °С;
4. Тривалість опалювального періоду $z_{oc} = 176$ діб;
5. Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний сезон $t_{oc} = -0,1$ °С;
6. Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{вн} = 20$ °С;
7. Сезонний бак-акумулятор герметичний;
8. Температуру води на ГВП приймаємо $t_{гвп} = 55$ °С;
9. Кількість осіб, що проживає, $n = 5$;
10. Норма гарячої води з температурою 55 °С $g_{гвп} = 85$ л/люд.

Схема системи теплопостачання наведена на рис. 2.

Першим кроком у розрахунку об'єму сезонного теплоакумулятора є визначення кількості теплоти, яку необхідно акумулювати. Кількість теплоти, яку необхідно акумулювати в сезонному теплоакумуляторі, складається з теплоти, яка потрібна для системи опалення, та теплоти, яка потрібна для системи гарячого водопостачання, за розрахунками класичного графіку теплового навантаження [1]. Річна витрата теплоти для системи опалення розраховується за формулою:

$$W_{co} = \frac{3,6 \cdot 24 \cdot 10^{-6} Q_{co} S_{oc} a b c}{t_{вн} - t_{зовн.5}} = \frac{8,64 \cdot 10^{-5} Q_{co} S_{oc} a b c}{t_{вн} - t_{зовн.5}}, \text{ ГДж/рік} \quad (2)$$

або

$$W_{co} = \frac{24 \cdot 10^{-3} Q_{co} S_{oc} a b c}{t_{вн} - t_{зовн.5}}, \text{ кВт·год/рік}, \quad (3)$$

де 3,6 - перевідний коефіцієнт; Q_{co} – розрахункова теплова потужність системи опалення, Вт; 24 – кількість годин у добі; t_{oc} – середня температура зовнішнього повітря опалювального сезону, °С; S_{oc} – кількість градусо-діб опалювального сезону; $t_{вн}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря, °С; $t_{зовн.5}$ – середня температура зовнішнього повітря найхолоднішої п'ятиденки, °С; $a = 1$ - коефіцієнт, який необхідно враховувати, якщо система опалення обладнана приладами автоматичного зменшення теплової потужності у неробочий час;

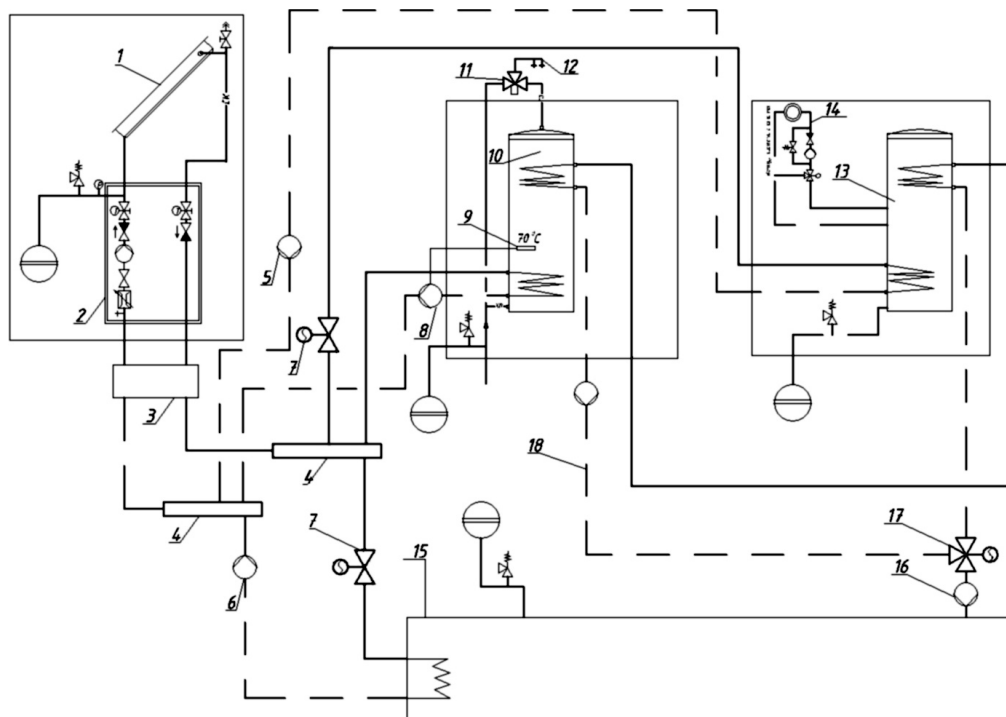


Рис.2. Принципова схема системи децентралізованого теплопостачання з сезонним акумулятором теплоти та сонячними колекторами:

1 – система сонячних колекторів; 2 – насосний вузол системи сонячних колекторів; 3 – гідравлічна стрілка; 4 – розподільчий колектор; 5 – насос на буферну ємність системи опалення; 6 – насос на сезонний акумулятор теплоти; 7 – двохпозиційний клапан; 8 – насос бойлера гарячого водопостачання (ГВП); 9 – термічний датчик вмикання/вимикання насоса по температурі; 10 – бойлер ГВП; 11 – термозмішувальний клапан системи ГВП (для отримання постійної температури гарячої води); 12 – до споживачів системи ГВП; 13 – буферна ємність системи опалення; 14 – контур системи опалення; 15 – сезонний акумулятор теплоти; 16 – насос теплопостачання систем ГВП та опалення від сезонного акумулятора теплоти; 17 – трьохходовий переключальний клапан; 18 – байпасна лінія з насосом для системи ГВП для використання буфера системи опалення в теплий період року як короткостроковий акумулятор теплоти для системи ГВП.

$b = 0,9$ - коефіцієнт, котрий необхідно враховувати, якщо більше 75 % опалювальних приладів обладнані автоматичними терморегуляторами; $c = 1$ – коефіцієнт, який треба врахувати, якщо на абонентському уводі (в ІТП) встановлені прилади автоматичного пофасадного регулювання.

Визначимо кількість градусо-днів опалювального сезону:

$$S_{oc} = (t_{вн} - t_{o.c.}) Z_{o.c.}, \text{град-дїб.} \quad (4)$$

За формулою (4) $S_{oc} = (20 + 0,1) \cdot 176 = 3537,6$ град.-дїб. Тоді річна витрата теплоти системою опалення становить:

$$W_{co} = \frac{8,64 \cdot 10^{-5} \cdot 8080 \cdot 3537,6 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{20 - (-22)} = 52,9 \text{ ГДж/рік}$$

або

$$W_{co}^P = \frac{24 \cdot 10^{-3} \cdot 8080 \cdot 3537,6 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{20 - (-22)} = 14700 \text{ кВт·год/рік.}$$

Витрата теплоти в системі гарячого водопостачання впродовж опалювального періоду:

$$W_{hm}^P = 3,6 \cdot 24 \cdot 10^{-6} Q_{hm} Z_{oc} = 8,64 \cdot 10^{-5} Q_{hm} Z_{oc}, \text{ ГДж} \quad (5)$$

або

$$W_{hm}^P = 24 \cdot 10^{-3} Q_{hm} Z_{oc}, \text{ кВт·год,} \quad (6)$$

де Q_{hm} – навантаження на систему ГВП, Вт, що визначається за формулою:

$$Q_{hm} = q_h n. \quad (7)$$

Розрахунок ведемо на $n = 5$ осіб. Середній тепловий потік на ГВП $Q_{hm} = 1235$ Вт.

$$W_{hm}^P = 8,64 \cdot 10^{-5} \cdot 1235 \cdot 176 = 18,8 \text{ ГДж}$$

або

$$W_{hm}^P = 24 \cdot 10^{-3} \cdot 1235 \cdot 176 = 5220 \text{ кВт·год.}$$

Витрата теплоти в системі гарячого водопостачання впродовж неопалювального періоду W_{hm}^{Pl} визначається за формулою (5) але замість значення Z_{oc} підставляємо значення $365 - Z_{oc}$, а середній тепловий потік на ГВП:

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \frac{t_h - t_x^n}{t_h - t_x} \beta, \quad (8)$$

де t_h – температура гарячої води в системі ГВП, приймасмо 55 °С;

t_x – температура холодної води в опалювальний період, °С; t_x^{\prime} – температура холодної води в неопалювальний період, °С; β – коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати гарячої води в неопалювальний період, порівнюючи з опалювальним періодом.

Оскільки даний об'єкт – котедж, – то $t_x = t_x^{\prime} = 5$ °С, а коефіцієнт $\beta = 1$. Тобто

$$Q_{hm} = Q_{hm}^s = 1235 \text{ Вт};$$

$$W_{hm}^{Pl} = 8,64 \cdot 10^{-5} \cdot 1235 \cdot 189 = 20,2 \text{ ГДж}$$

або

$$W_{hm}^{Pl} = 24 \cdot 10^{-3} \cdot 1235 \cdot 189 = 5600 \text{ кВт·год.}$$

Річна витрата теплоти:

$$W_{pich} = W_{co} + W_{hm}^{Pl} + W_{hm}^P = 52,9 + 20,2 + 18,8 = 91,9 \text{ ГДж/рік}$$

або

$$W_{pich} = W_{co} + W_{hm}^{Pl} + W_{hm}^P = 14700 + 5600 + 5220 = 25520 \text{ ГДж/рік.}$$

Загальна кількість теплоти, яку необхідно акумулювати, в сезонному теплоакумуляторі:

$$W_{zag} = W_{co} + W_{hm}^P = 52,9 + 18,8 = 71,7 \text{ ГДж.}$$

Цей метод розрахунку неточний, оскільки не враховує надходження сонячної радіації впродовж всього року.

Для визначення об'єму сезонного теплоакумулятора потрібно побудувати графік річного споживання теплоти системами опалення та гарячого водопостачання, а також графік надходження теплоти від сонячного колектора впродовж року, в якому показана щоденна динаміка потреб енергії на теплопостачання та надходження сонячної енергії.

Для зручнішої побудови графіка річного споживання теплоти виконуємо апроксимацію даних середньомісячної температури за [2]. Апроксимацію виконуємо за допомогою програми Апроксим. У результаті отримуємо багаточлен 4 степеня

$$Y = A_0 + A_1 x + A_2 x_2 + A_3 x_3 + A_4 x_4, \quad (9)$$

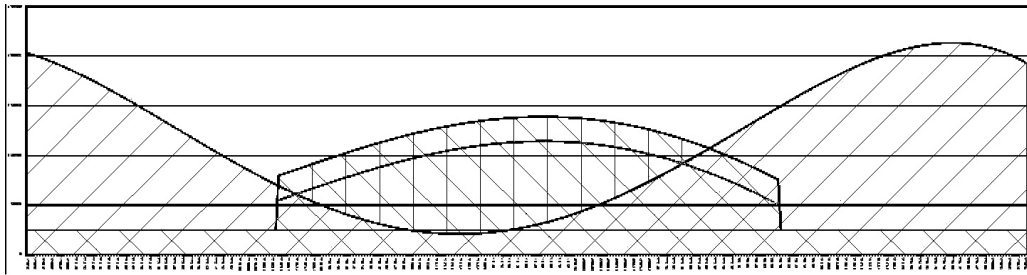
де $A_0 = 8,287241$; $A_1 = -0,2041129$; $A_2 = -1,072438 \cdot 10^{-4}$; $A_3 = 1,049703 \cdot 10^{-5}$; $A_4 = -2,047809 \cdot 10^{-8}$. Похибка становить $E = 0,063500$ тобто 6,35%.

Теплове навантаження в системі опалення залежно від температури зовнішнього повітря визначається за залежністю:

$$Q_{co}^i = Q_{co} \frac{t_{вн} - t_i}{t_{вн} - t_0'}, \quad \text{Вт}, \quad (10)$$

де t_i – будь-яка температура зовнішнього повітря протягом опалювального сезону, °С.

На основі цих даних будуємо графік теплоспоживання системами опалення та ГВП впродовж року (рис. 3).



- надходження сонячної енергії від сонячних колекторів, Вт*год;



- потреби в тепловій енергії систем ГВП та опалення, Вт*год;



- кількість теплової енергії, яку необхідно закумуляувати в сезонному акумуляторі теплоти, Вт*год.

Рис. 3. Графік теплового навантаження на системи опалення, ГВП та теплонадходження від системи сонячних колекторів

Розраховуємо кількість теплоти, необхідну для покриття потреб на ГВП в день:

$$W_{звн}^d = G_{звн} c_в (t_г - t_х), \quad \text{Дж}, \quad (11)$$

де $G_{звн}$ – кількість гарячої води в день, л/день; $c_в$ – питома теплоємність води, $c_в = 4187$ Дж/(кг °С); $t_г$ – температура гарячої води, $t_г = 55$ °С; $t_х$ – температура холодної води, $t_х = 5$ °С.

$$G_{звн} = g_{звн} n. \quad (12)$$

Кількість гарячої води на день $G_{\text{гвн}} = 85 \cdot 5 = 425$ л/день. Тоді

$$W_{\text{гвн}}^0 = 425 \cdot 4187 \cdot (55 - 5) = 88973750 \text{ Дж/день або } 24,72 \text{ кВт}\cdot\text{год/день}.$$

Розраховуємо кількість теплоти, необхідну для покриття потреб на опалення в день:

$$W_{\text{он}}^i = 24 \cdot 3600 \cdot Q_{\text{он}}^i = 86400 Q_{\text{он}}^i, \text{ Дж}, \quad (13)$$

де $Q_{\text{он}}^i$ - навантаження на опалення (рис. 3) залежно від температури зовнішнього повітря, Вт.

Наступним кроком буде визначення кількості сонячної енергії, що надходить. Для цього потрібно визначити площу сонячного колектора і річне надходження сонячної радіації.

На основі дослідницьких даних складені графіки надходження сонячної радіації, з яких визначаємо річне надходження сонячної радіації (рис. 4 [3] та рис.5 [4]).

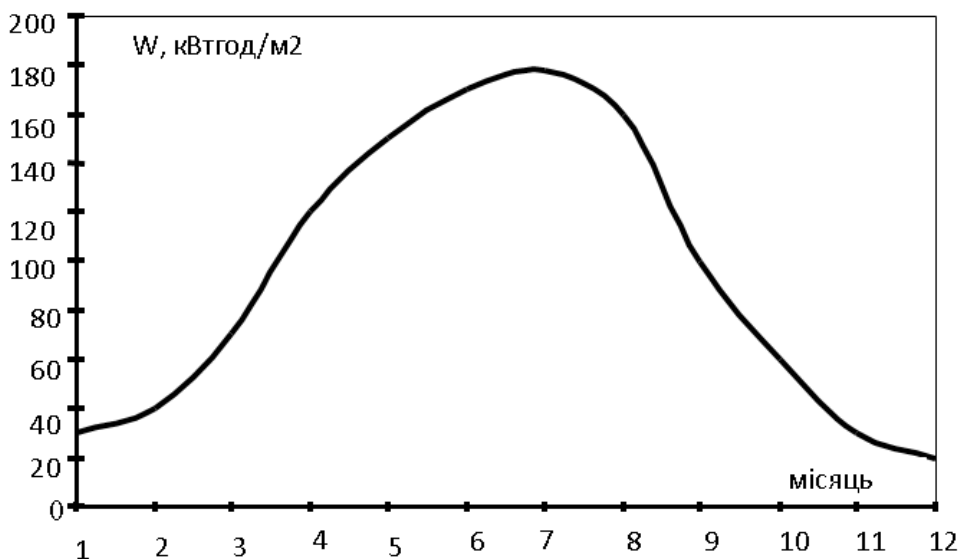


Рис. 4. Середньорічне надходження сонячної енергії

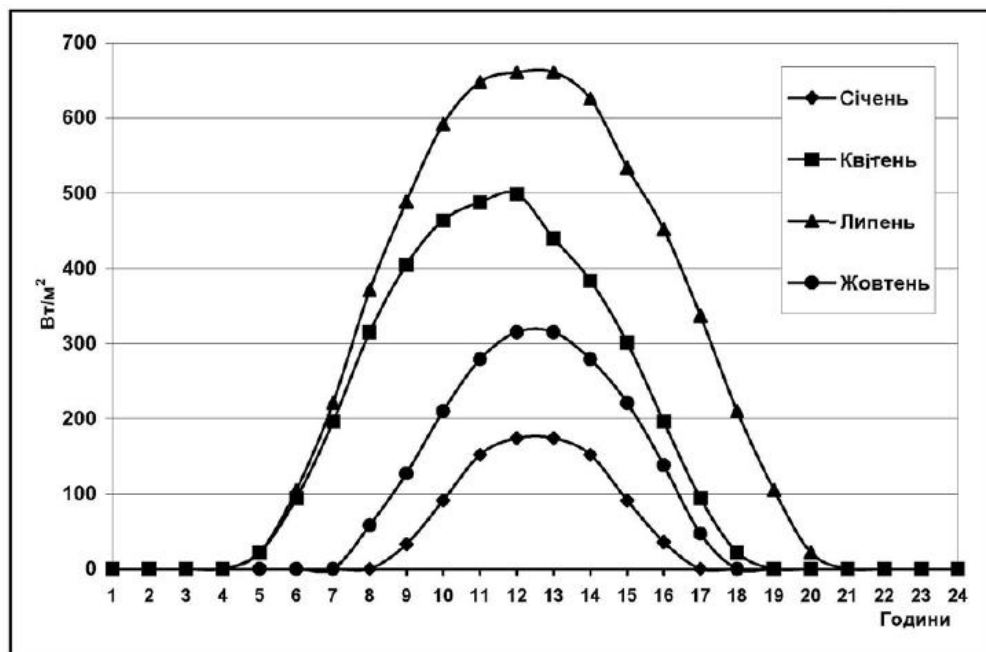


Рис.5. Інтенсивність добової сумарної сонячної радіації в м.Київ

Розрахуємо необхідну площу сонячних колекторів:

$$A = \frac{W_{річн}}{W_{літ}^{c.p.} \cdot \eta}, \text{ м}^2, \quad (14)$$

де $W_{річн} = 25700$ кВт·год/рік – річна витрата теплоти на опалення та ГВП;
 $W_{літ}^{c.p.} = 830$ кВт·год/рік – річне надходження сонячної радіації; η – ККД сонячного колектора, що для плоских колекторів дорівнює 0,6 [5]. Числові значення, отримані за розрахунковими даними табл. 3, враховуючи те, що період зарядки теплоакумулятора триває з кінця квітня до початку жовтня. Тоді $A = 25700 / (830 \cdot 0,6) = 52 \text{ м}^2$.

Для побудови графіка теплонадходження від сонячного колектора робимо апроксимацію середньомісячного добового надходження сонячної радіації, кВт/м², у програмі Aproxsim. У результаті отримуємо багаточлен 4 ступеня (9) з коефіцієнтами $A_0 = 3,457757$; $A_1 = -0,0140787$; $A_2 = -2,682738 \cdot 10^{-4}$; $A_3 = 1,9613 \cdot 10^{-6}$; $A_4 = -3,077561 \cdot 10^{-9}$. Похибка становить $E = 0,070976 = 7,10 \%$.

Визначаємо надходження сонячної радіації за день:

$$Q_{c.p.}^i = A W_i, \text{ кВт·год}, \quad (15)$$

Середньомісячне надходження сонячної радіації

Місяць	Кількість днів у місяці	Надходження сонячної радіації за місяць, кВт·год/(м ² ·рік)	Середньомісячне добове надходження радіації, Вт·год/м ²	Середньомісячне добове надходження радіації, кВт*год/м ²
Липень	31	176,00	3406,45	3,41
Серпень	31	147,00	2845,16	2,85
Вересень	30	104,00	2080,00	2,08
Жовтень	31	62,80	1215,48	1,22
Листопад	30	24,70	494,00	0,49
Грудень	31	18,40	356,13	0,36
Січень	31	26,70	516,77	0,52
Лютий	28	41,70	893,57	0,89
Березень	31	85,30	1650,97	1,65
Квітень	30	113,00	2260,00	2,26
Травень	31	161,00	3116,13	3,12
Червень	30	181,00	3620,00	3,62
Липень	31	176,00	3406,45	3,41

де W_i – надходження сонячної радіації за день, кВт·год/рік.

На основі цих даних будуюмо графіки річного споживання теплоти системами опалення та гарячого водопостачання і річного надходження теплоти від сонячного колектора (рис. 3).

Розраховуємо об'єм теплоаккумулятора. Теплоаккумулятор складається з утепленого резервуара, який заповнений теплоакмулювальним матеріалом, у якому розташовані змієвики зарядження та розрядження. Виходячи з розрахунків [6] економічніше за все з урахуванням робочої температури теплоаккумулятора побудувати теплоаккумулятор з бетону та гліцерину. Основний матеріал теплоаккумулятора – бетон.

Теплота, яку необхідно закумуляувати, визначається як

$$W_{ак} = W_{заг}^к - W_{с.о.п.}, \text{ ГДж}, \quad (16)$$

де $W_{заг}^к$ – кількість теплоти, яку необхідно акумулювати в теплоаккумуляторі без урахування надходження теплоти від сонячних колекторів в опалювальний період, кВт·год, яку визначаємо з рис. 3; $W_{с.о.п.}$ – кількість теплоти від сонячних колекторів в опалювальний період, кВт·год, яку визначаємо з рис. 3.

Загальна площа сонячних колекторів становить 52 м². За рис. 3. кількість теплоти від сонячних колекторів в опалювальний період, з урахуванням ККД соня-

чних колекторів 0,6, $W_{c.o.n.} = 6428$ кВт·год або 23,14 ГДж. За формулою (16)

$$W_{ак} = 69,47 - 23,14 = 46,33 \text{ ГДж.}$$

Маса теплоакумулювального матеріалу та об'єм сезонного теплоаккумулятора визначаються за залежностями:

$$G = \frac{W_{ак}}{c(t_{зар} - t_{роз})}, \text{ кг;} \quad (17)$$

$$V = G / \rho, \text{ м}^3, \quad (18)$$

де G – кількість теплоакумулювального матеріалу, кг; $t_{зар}$ – температура теплоносія при зарядці баку, °С; $t_{роз}$ – температура теплоносія при розрядці баку, °С; c – питома теплоємність теплоакумулювального матеріалу, Дж/(кг·°С); ρ – густина теплоакумулювального матеріалу, кг/м³. Значення густини та питомої теплоємності приймаємо за [7]. Тоді

$$G = \frac{46,33 \cdot 10^9}{1130 \cdot (140 - 55)} = 482353 \text{ кг,}$$

$$V = 482353 / 2242 = 215, \text{ м}^3.$$

Розміри теплоаккумулятора приймаємо з урахуванням того, що розміри будинку в плані 10х9м: 8х8х3,36(н) м.

Висновки. При розміщенні теплоаккумулятора під будинком найефективніша форма для нього – паралелепіпед зі співвідношенням ширини, довжини і висоти 1,58:1,58:0,4, але з шириною і довжиною не більше розмірів будинку в плані. При розміщенні теплоаккумулятора довільно в ґрунті найефективніша форма для нього – куб. Подобовий графік навантаження на систему опалення залежно від зовнішньої температури і подобовий графік надходження сонячної радіації дозволяє точніше розрахувати необхідні теплові навантаження на систему опалення. Викладена методика розрахунку об'єму теплового акумулятора з урахуванням надходження сонячної радіації впродовж року.

Література

1. Примак А.І. Автономні екологічно чисті системи теплопостачання з сезонними підземними акумуляторами теплоти: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.08 / А.І. Примак; НАН України, Ін-т відновлюв. енергетики. - К., 2009. - 197 с.
2. ДСТУ-Н Б. В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія"– Чинні від 01.11.2011. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с.
3. Величко С.А. Природно-ресурсне забезпечення гібридних геліо-вітроенергети-

чних систем (в межах рівнинної території України) : дис. канд. геогр. наук: 11.00.11 / Харківський національний ун-т ім. В.Н.Каразіна. — Х., 2006. — 296 с.

4. Рабінович М.Д. Нетрадиційні та поновлювальні джерела енергії в системах теплогазопостачання: Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007. – 132 с.

5. Viessmann Книга о "Солнце". Руководство по проектированию систем солнечного теплоснабжения. - К. «Злато-Граф», 2010. – 193 с.

6. Любарець О.П., Москвітін А.С. Техніко-економічне обґрунтування використання теплоакмулюючих матеріалів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання / О.П. Любарець, А.С. Москвітін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2014. – Вип. 17. – с. 115-119.

7. ДБН В.2.6-31:2006 – Чинні від 2007-01-01 (з зміною № 1 від 1.07.2013 г.) / Мінбуд України — К. : Укрархбудінформ, 2006. – 65 с.

References

1. Prymak A.I. *Avtonomni ekologichno chysti systemy teplopostachannia z sezonnyym pidzemnyym akumuliatoramy teploty*. Diss. In-t vidnovliuv. energetyky. 2009.

2. DSTU-N B. V.1.1-27:2010. *Budivelna klimatologiya*. Ukrarkhbudinform, 2011.

3. Velychko S.A. *Pryrodno-resursne zabezpechennia gibrydnykh gelio-vitroenergetychnykh system (v mezhakh rivnynoi terytorii Ukrainy)*. Diss. Kharkivskiy natsionalnyi un-t im. V. N. Karazina, 2006.

4. Rabinovych M.D. *Netradytsiini ta ponovluvani dzherela energii v systemakh teplogasopostachannia. Navchalnyi posibnyk*. KNUBA, 2007.

5. Viessmann. *Kniga o "Solntse". Rukovodstvo po proektirovaniiu sistem solnechnogo teplosnabzheniia*, «Zlato-Graf», 2010

6. Liubarets O.P., Moskvitina A.S. “Tekhniko-ekonomichne obgruntuvannia vykorystannia teploakkumuliuichikh materialiv dlia system mizhsezonnogo soniachnogo teplopostachannia.” *Ventylatsiia, osvittleniia ta teplohozopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 17, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2014, pp. 115-119.

7. DBN V.2.6-31:2006 *Opalennia, ventylatsiia ta kondytsionuvallia*, Ukrarkhbudinform, 2006

УДК 697.329

Выбор формы и расчёт объёма сезонного теплоаккумулятора

А.П. Любарец¹, А.С. Москвитина²

¹к.т.н., доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина, apl_knuba@ukr.net

² аспирант, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина, anisiyaa@ukr.net

Аннотация. Одной из технологий накопления тепловой энергии в тёплый период года, её сохранения и дальнейшего использования является создание сезонных теплоаккумуляторов. В качестве источника теплоты в тёплый период года для зарядки сезонного теплоаккумулятора чаще всего используют систему солнечных коллекторов. Для таких систем (солнечные коллекторы + сезонный тепло-

аккумулятор) целесообразно использовать организованные сезонные теплоаккумуляторы, которые рассчитаны на определённое количество теплоты. В статье проводится сравнение влияния размещения теплоаккумулятора на выбор его формы. Показана методика расчёта объёма теплоаккумулятора с учётом работы системы солнечных коллекторов в течении года. Рассматривается влияние работы круглогодичной системы солнечных коллекторов на уменьшение объёма теплоаккумулятора. Выполнено построение графика ежедневной тепловой нагрузки на системы отопления и ГВС + поступления теплоты от системы солнечных коллекторов.

Ключевые слова: бетонный теплоаккумулятор; комбинированный теплоаккумулятор; сезонный теплоаккумулятор; форма сезонного теплоаккумулятора; расчёт объёма сезонного теплоаккумулятора.

UDC 697.329

The Choice of Shape and Volume Calculation of Seasonal Heat Accumulator

O. Liubarets¹, A. Moskvitina²

¹PhD, associate professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, apl_knuba@ukr.net

²post-graduate student. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, anisiyaa@ukr.net

Abstract. One of the thermal energy storage technologies during the warm season, its preservation and future use is to create seasonal heat accumulators. As a source of heat during the warm period of the year for charging the seasonal heat storage a system of solar collectors is often used. For such systems (solar collectors + seasonal heat accumulator), the organized seasonal heat accumulators should be used, which are designed for a certain amount of heat. In this article there is a comparison of the influence of the placement of the heat accumulator to the choice of its shape. The method of calculation of the heat accumulator volume is proposed, taking into account the work of solar collector system throughout the year. Influence of work of year-round system of solar collectors on reduction of volume of the thermal accumulator is considered. Accomplished plotting the daily thermal load on the heating system and hot water + heat comes from solar collectors system.

Keywords: concrete heat accumulator; combined heat accumulator; seasonal heat accumulator; shape of seasonal heat accumulator; calculation of the volume of seasonal heat storage.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.

УДК 629.113.6: 628.83

Аналітичні дослідження енергетичної ефективності природної вентиляції

В.О. Мілейковський¹, Г.М. Клименко²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, v_mil@ukr.net

²к.т.н., асистент, Національний університет «Львівська політехніка», anett.lviv@gmail.com

Анотація. У зв'язку з дорожчанням усіх видів енергії актуальною є проблема підвищення енергоефективності в будівництві. Визначення ефективності використання енергії в системах природної вентиляції з гравітаційною спонукою дозволяє більш повно оцінити енергоефективність забезпечення мікроклімату будівель, обладнаних такими системами, які широко застосовувалися та використовуються на сьогодні у пост-соціалістичних країнах. Прийнята узагальнена фізична модель роботи природної вентиляції з гравітаційною спонукою. Повітря отримує теплову енергію від систем забезпечення мікроклімату, обладнання й освітлення, що споживають невідновлювану енергію, а також від людей, тварин тощо. Частина цієї енергії втрачається через огорожувальні конструкції, а інша є джерелом енергії для природної вентиляції. Частина цієї енергії корисно витрачається на переміщення повітря, а інша частка призводить до теплового забруднення атмосфери. Визначено, що коефіцієнт ефективності систем природної вентиляції з гравітаційною спонукою для висоти $H=1\dots 100$ м дорівнює $0,000034\dots 0,0034$. Зроблено висновок про незначну енергоефективність природної вентиляції з гравітаційною спонукою та про необхідність модернізації таких систем з використанням механічної спонуки й теплоутилізації. Тому для гарячих цехів, для яких механічна вентиляція неможлива, слід шукати шляхи більш ефективного використання теплонадлишків.

Ключові слова: енергоефективність, забезпечення мікроклімату, природна вентиляція, гравітаційна спонука.

Постановка проблеми. На сьогодні в усьому світі актуальною є проблема зниження витрат енергії. Це пов'язано з вичерпуванням енергоресурсів, тепловим і хімічним забрудненням навколишнього середовища та дорожчанням усіх видів енергії.

В Україні прийняті європейські стандарти щодо забезпечення та визначення енергоефективності будівель, серед яких EN 15316, EN 15232 тощо [1, 2]. При оцінці енергоспоживання будівлі визначаються коефіцієнти ефективності інженерних систем та підсистем [3]. Наприклад, для того щоб у приміщення подати певну кількість теплової енергії системою опалення, на вході до приміщення потрібно подати більше енергії з урахуванням тепловтрат трубопроводів, втрат на запізнення реакції термостатичних клапанів та перетоків теплоносія між опалювальними приладами і вітками. А для цього до джерела теплоти необхідно підвести ще більше енергії з урахуванням втрати в самому джерелі.

Для того, щоб у робочу зону (чи зону обслуговування) подати певну кількість теплоти або холоду системами кондиціонування повітря або повітряного опалення, до повітророзподільних пристроїв необхідно подати більше енергії з урахуванням неабсолютної ефективності організації повітрообміну. Для цього на

виході з кондиціонера або припливної установки необхідно подати ще більше теплоти або холоду з урахуванням втрат у повітроводах тощо. Для оцінки енерговитрат будівлі всі необхідні коефіцієнти наведені в [3]. Але в цих нормах не передбачено коефіцієнтів ефективності природної вентиляції, використання якої є достатньо поширене на постсоціалістичному просторі, серед якого Україна, східна частина ЄС тощо.

Актуальність дослідження. Визначення ефективності використання енергії у системах природної вентиляції дозволяє більш повно оцінити енергоефективність забезпечення мікроклімату будівель, що є актуальним завданням пов'язаним з оцінкою енергоефективності інженерних рішень будівлі.

Останні дослідження та публікації. Природну вентиляцію досліджували В. Н. Богословский [4, 5], Р. В. Щекин [6], В. В. Батурін, В. М. Ельтерман [7], А. Я. Ткачук [8], С. С. Жуковський [9] та інші. Природна вентиляція працює під дією гравітаційного тиску (який виникає за рахунок різниці температури між внутрішнім повітрям приміщення і зовнішнім – гравітаційна спонука) та вітрового тиску (вітрова спонука). Вітрова енергія є відновлюваною. Енергія гравітаційного тиску також вважається даровою, але це положення вимагає уточнення. Перевагами природної вентиляції з гравітаційною спонукою є відсутність споживання електроенергії на переміщення повітря. На сьогодні дослідження природної вентиляції з гравітаційною спонукою через її низьку енергоефективність поступово втрачають актуальність на теренах західної частини ЄС та США. Режим роботи цих систем не відповідає динаміці потреб у повітрообміні [10], оскільки в холодний період року необхідно створити найменший повітрообмін, а наявний тиск є найбільшим. Але, наприклад, в Російській Федерації у 2012 році видані нові стандарти, в яких рекомендується природна вентиляція [11].

Наявний природний тиск дорівнює втратам тиску в системі природної вентиляції і визначається за формулою [6-10]

$$\Delta p = (\rho_{ext} - \rho_{\ell}) g H, \text{ Па}, \quad (1)$$

де $\rho_{ext} = 353 / T_{ext}$ – густина зовнішнього повітря, кг/м^3 ; $T_{ext} = 273,15 + t_{ext}$ – температура зовнішнього повітря, К; t_{ext} – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; $\rho_{\ell} = 353 / T_{\ell}$ – густина внутрішнього повітря, кг/м^3 ; $T_{\ell} = 273,15 + t_{\ell}$ – температура витяжного повітря, К; H – висота між витяжним отвором та оголовком шахти природної вентиляції або між припливними і витяжними отворами системи аерації, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

За формулою (1) видно, що енергія гравітаційної спонуки виникає внаслідок підвищення температури повітря в приміщенні порівняно з температурою зовнішнього повітря. Це підвищення в холодний період року в основному обумовлено роботою систем опалення та обладнання, яке використовує невідновлювану енергію. Крім цього, наявний тиск за формулою (1) недостатній для утилізації теплоти витяжного повітря.

Як показує практика, теплонадходження від людей недостатнє для створення потрібного повітрообміну в теплий період року, коли ця тепла енергія є

непотрібною і справді може вважатися даровою.

Для оцінки енергоспоживання приміщень необхідно мати коефіцієнти ефективності всіх систем опалення і вентиляції, серед яких – природні системи вентиляції з гравітаційною спонудою.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є визначення коефіцієнта ефективності систем природної вентиляції з гравітаційною спонудою.

Основна частина. Розглянемо узагальнену фізичну модель роботи природної вентиляції з гравітаційною спонудою для визначення її ефективності.

Системи природної вентиляції споживають енергію внутрішнього повітря приміщення. А внутрішнє повітря отримує енергію від систем забезпечення мікроклімату (Q_{on} , Вт), технологічного обладнання ($Q_{об}$, Вт) і штучного освітлення ($Q_{осв}$, Вт), що споживають енергію невідновлюваних джерел, від людей ($Q_{л}$, Вт), тварин тощо (рис.1). Частина цієї теплоти ($Q_{втр}$, Вт) може втрачатися крізь огороджувальні конструкції.

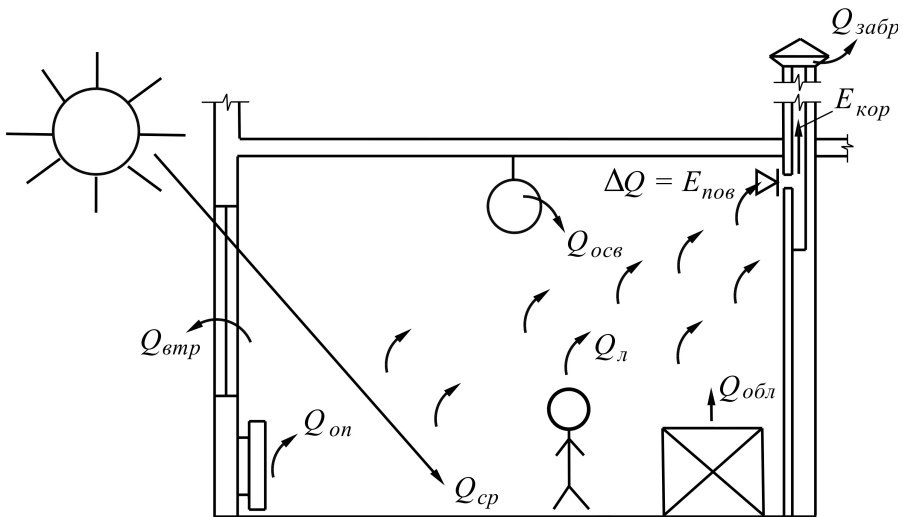


Рис. 1. Узагальнена фізична модель роботи природної вентиляції з гравітаційною спонудою

Повна енергія повітря, що видаляється природною вентиляцією $E_{нов}$, Вт, відповідає надлишку теплоти ΔQ , Вт, у приміщенні. Ця енергія частково переходить у роботу руху повітря припливними, витяжними, повітрязабірними й викидними отворами та каналами. Ця енергія ($E_{кор}$, Вт) є енергією, що споживається корисно. Інша частина ($Q_{забр}$, Вт) викидається назовні у формі неутілізованої теплоти і призводить до теплового забруднення атмосфери.

Енергія (теплота), яку містить витяжне повітря (повна енергія),

$$E_{нов} = \Delta Q = c_p \rho_\ell L (T_\ell - T_{ext}), \text{ Вт}, \quad (2)$$

де $c_p = 1006$ Дж/(кг·К) – ізобарна теплоємність повітря [12]; L – об'ємна витрата повітря, м³/с. Для спрощення енергія визначена за явною теплотою, що при-

зводить до її певної недооцінки і переоцінки коефіцієнта ефективності системи.

Корисна енергія – це енергія, що витрачається на переміщення повітря [13]:

$$E_{кор} = \Delta PL, \text{ Вт.} \quad (3)$$

Коефіцієнт $\eta_{v,g}$ ефективності природної вентиляції (аналог ККД) визначається (рис. 2) як відношення корисної енергії $E_{кор}$, Вт, до повної $E_{нов}$, Вт, з урахуванням формул (1...3):

$$\eta_{v,g} = E_{кор} / E_{нов} = gH / (c_p T_{ext}) = 9,75 \cdot 10^{-3} H / T_{ext} \quad (4)$$

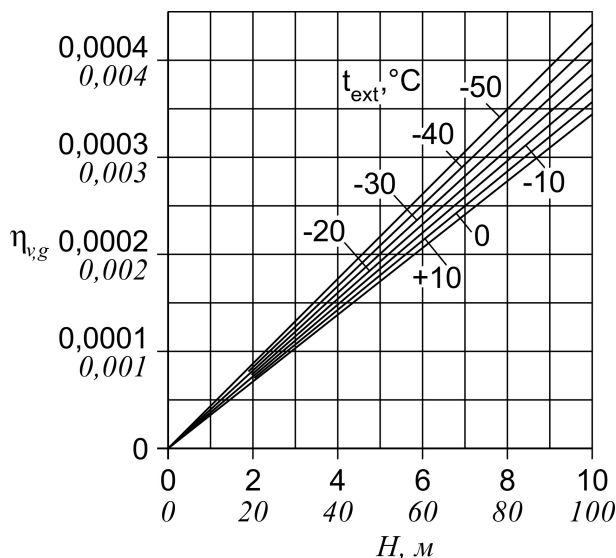


Рис. 2. Графік для визначення коефіцієнта ефективності природної вентиляції: значення коефіцієнта ефективності $\eta_{v,g}$, які наведені прямим шрифтом, відповідають значенням висоти H , м, що надруковані прямим шрифтом; значення коефіцієнта ефективності $\eta_{v,g}$, які наведені курсивом, відповідають значенням висоти H , м, що надруковані курсивом

Отримані значення коефіцієнта ефективності системи природної вентиляції за формулою (4) або рис. 2 для висоти $H = 1 \dots 100$ м знаходяться у межах $0,000034 \dots 0,0034$. Таким чином, розглянуті системи мають незначну енергоефективність, і за можливості слід віддавати перевагу механічній вентиляції з утилізацією теплоти витяжного повітря.

Для гарячих цехів використання механічної вентиляції найчастіше є неможливим через значний повітрообмін, великі габарити та вартість необхідного вентиляційного обладнання. Тому необхідно шукати шляхи більш ефективного використання теплонадлишків обладнання, матеріалів у таких приміщеннях.

Висновки. Природна вентиляція з гравітаційною спонукою при всій своїй простоті для висоти $H = 1 \dots 100$ м має коефіцієнт ефективності у межах $0,000034 \dots 0,0034$, тобто є енергонеефективною. Системи природної вентиляції за

можливості мають переобладнуватись у механічні з утилізацією теплоти витяжного повітря.

Перспективи подальших досліджень. Для гарячих цехів за неможливості використання механічної вентиляції необхідно шукати шляхи більш ефективного використання теплонадлишків.

Подяки. Автори вдячні професору кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури А.Я. Ткачуку та доценту кафедри «Теплогазопостачання і вентиляція» Національного університету «Львівська політехніка» С.С. Жуковському, роботи яких дали поштовх для розвитку даного напрямку досліджень на кафедрах.

Література

1. ДСТУ Б EN 15316-2-1:2011. Системи теплозабезпечення будівель. Методика розрахунку енергопотребности та енергоефективності системи. Частина 2-1. Тепловіддача системою опалення (EN 15316-2-1:2007, IDT). – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012 р.
2. ДСТУ Б EN 15232. Енергоефективність будівель, вплив автоматизації, моніторингу та управління будівлями (EN 15232:2007, IDT). – Чинні від 01.04.2012. – Київ: Укрархбудінформ, 2011 р.
3. ДСТУ Б А.2.2-12:2015. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання при опаленні, охолодженні, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні. – Чинні від 01.01.2016. – Київ: Укрархбудінформ, 2015 р.
4. Богословский В. Н. Тепловой режим здания / В. Н. Богословский. – Москва: Стройиздат, 1979. – 248 с.
5. Богословский В. Н. Отопление и вентиляция: у 2-х т. / В. Н. Богословский, В.И. Новожилов, Б.А. Симаков, В.П. Титов; под ред. В.Н. Богословского. – Москва: Стройиздат, 1976. – Ч. 2. – 439 с.
6. Щекин Р.В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. – изд. 4-е. / Р. В. Щекин, С. М. Корневский, Г. Е. Бем, Ф. И. Скороходько и др. – Киев: «Будівельник», 1976. – Кн. 2. – 352 с.
7. Батулин В. В. Аэрация промышленных зданий / В. В. Батулин, В. М. Эльтерман. – Москва: Гос. изд-во лит. по стр-ву и арх., 1953. – 260 с.
8. Ткачук А. Я. Расчет аэрации зданий методом перепада давлений в отверстиях / А. Я. Ткачук // Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. – Киев: Госстройиздат УССР, 1968. – С. 33–34.
9. Жуковский С. С. Эффективность гравитационной вентиляции помещений / С. С. Жуковский // Науковий вісник НЛТУ України : Збірник науково-технічних праць / НЛТУ України. – 2007. – вип. 17.7. – с. 142–147.
10. Харитонов В.П. Естественная вентиляция с побуждением / Харитонов В.П. // АВОК. – 2006. – № 3. – стр.46-55
11. Р НП АВОК 5.2-2012. Технические рекомендации по организации воздухообмена в квартирах жилых зданий. – введ. 04.04.2012. – Москва: ИИП «АВОК-Пресс», 2012.
12. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. - Київ: Укрархбудінформ, 2013. - V, 141 с.
13. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник / В. І Мандрус. – Львів: Магнолія плюс, 2004. - 340 с.

References

1. *Systemy teplozabezpechennia budivel. Metodyka rozrakhunku enerhopotreby ta enerhoefektyvnosti systemy. Chastyna 2-1. Teploviddacha systemoiu opalennia*. DSTU B EN 15316-2-1:2011. (EN 15316-2-1:2007, IDT). Ukrarkhbudinform, 2012.
2. *Enerhoefektyvnist budivel, vplyv avtomatyzatsii, monitorynhu ta upravlinnia budivliamy*. DSTU B EN 15232. (EN 15232:2007, IDT). Ukrarkhbudinform, 2011.
3. *Enerhetychna efektyvnist budivel. Metod rozrakhunku enerhospozhyvannia pry opalenni, okholodzhenni, ventyliatsii, osvitlenni ta hariachomu vodopostachanni*. DSTU B A.2.2-12:2015. Ukrarkhbudinform, 2015.
4. Bogoslovskii V. N. *Teplovoi rezhim zdaniia*. Stroiizdat, 1979.
5. Bogoslovskii V. N., Novozhilov V. I., Simakov B. A., Titov V. P. *Otoplenie i ventilatsiia*. Stroyizdat, 1976.
6. Shchekin R. V., Korenevskii S. M., Bem G. E., Skorokhodko F. I., Chechik E. I., Sobolevskii G. D., Melnik V. A., Korenevskaiia O.S. *Spravochnik po teplosnabzheniiu i ventilatsii*. «Budivelnik», 1976.
7. Baturin V. V., Elterman V. M. *Aeratsiia promyshlennykh zdanii*. Gos. izd-vo lit. po str-ву i arkh., 1953.
8. Tkachuk A. Ya. “*Raschet aeratsii zdanii metodom perepada davlenii v otverstii*.” *Sistemy otopleniia, ventyliatsii i konditsionirovaniia*, Gosstroizdat USSR, 1968.
9. Zhukovskiy S. S. “*Efektyvnist hravitatsiinoi ventyliatsii prymishchen*.” *Naukovyi visnyk NLTU Ukrainy*, Iss. 17.7, 2007, pp. 142–147.
10. Kharitonov V. P. “*Estestvennaia ventilatsiia s pobuzhdeniem*.” *AVOK*, no.3, 2010, pp. 46–55.
11. *Tekhnicheskie rekomendatsii po organizatsii vozduhoobmena v kvartirakh zhilykh zdanii*. R NP AVOK 5.2-2012. ИП «AVOK-Press», 2012.
12. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.
13. Mandrus VI. *Hidravlichni ta aerodynamichni mashyny*. «Mahnoliia plus», 2004.

УДК 629.113.6: 628.83

Аналитические исследования энергетической эффективности естественной вентиляции

В. А. Милейковский¹, А. М. Клименко²

1. к.т.н., доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v_mil@ukr.net

2. к.т.н., ассистент, Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, anett.lviv@gmail.com

Аннотация. В связи с удорожанием всех видов энергии актуальной является проблема повышения энергоэффективности в строительстве. Определение эффективности использования энергии в системах естественной вентиляции с гравитационным побуждением позволяет более полно оценить энергоэффективность обеспечения микроклимата зданий, оборудованных такими системами, которые широко применялись и используются в данное время в постсоциалистических странах. Принята обобщённая физическая модель работы естественной вентиляции с гравитационным побуждением. Воздух получает тепловую энергию от систем обеспечения микроклимата, оборудования и

освещения, потребляющих невозобновляемую энергию, а также от людей, животных и т.д. Часть этой энергии теряется через ограждающие конструкции, а оставшаяся часть является источником энергии для естественной вентиляции. Доля этой энергии полезно расходуется на перемещение воздуха, а оставшаяся часть приводит к тепловому загрязнению атмосферы. Определено, что коэффициент эффективности систем естественной вентиляции с гравитационным побуждением для высоты $H = 1...100$ м равен $0,000034...0,0034$. Сделан вывод о незначительной энергоэффективности естественной вентиляции с гравитационным побуждением и о необходимости модернизации таких систем с использованием механического побуждения и теплоутилизации. Поэтому для горячих цехов, в которых механическая вентиляция невозможна, следует искать пути более эффективного использования теплоизбытков.

Ключевые слова: энергоэффективность, обеспечение микроклимата, естественная вентиляция, гравитационное побуждение.

UDC 629.113.6: 628.83

Analytical Researches of the Energy Efficiency of Natural Ventilation

V. Mileykovskiy¹, H. Klymenko²

1. Ph.D, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, v_mil@ukr.net
2. Ph.D., Assistant Professor, Lviv Polytechnic National University, Lviv, anett.lviv@gmail.com

Annotation. The price of all kinds of energy rises, so there is a topical problem of energy efficiency in construction. Estimation of energy efficiency in the natural ventilation with gravitational motive allows more complete calculation of energy efficiency of buildings with such systems, which have been commonly used and which are used today in the post-socialist countries. A generalized physical model of the natural ventilation with gravitational motive is accepted. Air receives thermal energy from the microclimate providing systems, equipment and lighting that consume non-renewable energy, as well as people, animals etc. Part of this energy is lost through the building envelope, the other part is energy source for natural ventilation. Part of this energy is usefully consumed for the air movement, the other part causes thermal pollution of the atmosphere. It is determined that the efficiency factor of the natural ventilation systems with gravitational motive for height $H = 1...100$ m is $0.0034...0.000034$. It is concluded that the natural ventilation with gravitational motive has low energy efficiency and the systems may be renovated with mechanical motive and heat recovery. Therefore, for hot shops, for which the mechanical ventilation is impossible, it is necessary to seek ways for better use of surplus heat.

Keywords: energy efficiency, microclimate providing, natural ventilation, gravitational motive.

Надійшла до редакції 30 листопада 2016 р.

УДК 697.94

Оцінка енергоспоживання систем вентиляції та кондиціонування повітря

М. І. Кордюков¹

¹асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, melco@ukr.net

Анотація. Вимоги до сучасних систем кондиціонування повітря обов'язково передбачають розрахунок споживання ними енергії за весь теплий період. Виробники обладнання дають характеристику SEER, яка є індикативною величиною і не відображає фактичні витрати енергії системою кондиціонування повітря будівлі. Реальний розрахунок ускладнюється багатоваріантністю вихідних даних: змінна температура зовнішнього повітря і відносна вологість, тип системи кондиціонування повітря, тип системи вентиляції. Запропонований підхід до оцінки енергоспоживання дозволяє врахувати всі ці фактори й отримати об'єктивні показники енергоспоживання для порівняння різних варіантів вентиляції та кондиціонування повітря.

Ключові слова: споживання енергії системою кондиціонування повітря; енергоефективність системи кондиціонування повітря; техніко-економічне обґрунтування системи кондиціонування повітря; техніко-економічний розрахунок системи кондиціонування повітря.

Вступ. Однією з ключових характеристик систем кондиціонування повітря є показник споживання енергії за весь теплий період року. У ході техніко-економічного розрахунку різних систем кондиціонування повітря зазвичай порівнюють три величини: рівень комфортності, капітальні та експлуатаційні витрати. І якщо оцінка перших двох не викликає особливих труднощів, то обчислення споживання енергії при розрахунку експлуатаційних витрат стикається з низкою труднощів – необхідно враховувати значення температури й відносної вологості повітря в місці розташування установки та технологію кондиціонування повітря.

Актуальність дослідження. Запропонований автором підхід до оцінки енергоспоживання системою кондиціонування повітря дозволяє отримати розрахункове значення енергоспоживання системи кондиціонування повітря з підвищеним ступенем достовірності, що є актуальною задачею при виборі енергоефективних рішень забезпечення мікроклімату.

Останні дослідження та публікації. У рамках євроінтеграції в Україні йде процес гармонізації будівельних норм зі стандартами ЄС. За останні роки прийнято низку нових стандартів [1, 2, 3 тощо]. Аналіз ринку вентиляційного обладнання та систем показав, що в наш час базовими видами систем кондиціонування повітря є наступні [4]:

1. Центральна система кондиціонування повітря;
2. Система чилер-фанкойл з центральною припливною установкою;
3. Система з прямим розширенням холодоагенту в повітроохолоджувачі

(DX) зі змінним потоком холодоагенту і припливно-витяжною установкою з теплоутилізацією (розглядатимуться як теплоутилізатор з утилізацією тільки явної теплоти (HRV), так і теплоутилізатор [5] з утилізацією повної теплоти та вологи (ERV);

4. Спліт-системи та природна вентиляція приміщень.

Існують інші варіанти поєднань систем кондиціонування повітря з вентиляційними системами, які розглядаються за аналогією. Запропоновані комбінації таких систем кондиціонування повітря і вентиляції будемо називати VAC (вентиляція та кондиціонування повітря) система.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є розробка підходу до оцінки споживання енергії системами вентиляції та кондиціонування повітря, який враховує склад систем та змінні погодні умови.

Основна частина. Для коректного порівняння різних варіантів VAC систем необхідно використати однакові умови. Такими умовами є: кількість і потужність споживачів енергії у складі систем вентиляції та кондиціонування повітря; режим роботи VAC; параметри мікроклімату в приміщеннях; параметри зовнішнього повітря.

Склад споживачів енергії. Для варіанту № 1 споживачі енергії, що приймаються в розрахунок, такі: привід вентилятора(ів) центрального кондиціонера; за наявності роторного теплоутилізатора – його привід; привід компресора холодильної машини; привід вентиляторів холодильної машини; привід циркуляційного насоса холодоносія. Для варіанту № 2 споживачі такі: привід вентилятора(ів); за наявності роторного теплоутилізатора – його привід; привід компресора холодильної машини; привід вентиляторів холодильної машини; привід циркуляційного насоса холодоносія; привід вентиляторів фанкойлів. Для варіанту № 3 споживачі енергії наступні: компресорно-конденсаторний блок; внутрішні блоки VAC системи; привід вентиляторів вентиляційної установки. Для варіанту № 4 споживачі енергії такі: зовнішній блок спліт-системи, внутрішній блок спліт-системи. Прийемо наступні припущення: знехтуємо нагріванням повітря при проходженні через вентилятор; знехтуємо нагріванням холодоносія при проходженні через циркуляційний насос; знехтуємо споживанням енергії приладами і виконавчими механізмами регулювальної автоматики.

Параметри мікроклімату в приміщеннях. Відповідно до [1] прийемо для приміщень другої категорії комфортності: температуру повітря + 26°C; повітрообмін 7 л/с (25 м³/год) на людину; відносну вологість повітря 45 %.

Параметри зовнішнього повітря. У великих містах погодні умови є неоднаковими в різних мікрорайонах, що унеможливує точний розрахунок нестаціонарного режиму роботи VAC. Для отримання найбільш достовірних результатів пропонується використовувати дані офіційних ресурсів фіксації погоди, наприклад, авіаційні. Архів даних узятий з сайту аеропорту Київ [6] за 5 років: з 2010 по 2015 р. включно, з 25 квітня по 25 вересня. Проведено сортування й усереднення даних по температурі та відносній вологості. У результаті отримана інформація про величину стояння різної температури в період кондиціонування повітря (табл. 1).

Таблиця 1

**Тривалість стояння температури в теплий період
і відповідні значення відносної вологості зовнішнього повітря в м. Києві**

Температура зовнішнього повітря, °С	+15	+20	+25	+30	+35
Відносна вологість зовнішнього повітря, %	68	62	50	40	30
Тривалість періоду, год	563	1381	765	332	117

Кожній температурі відповідає своя відносна вологість повітря. Для спрощення розрахунків вручну виділено 5 реперних значень температури, до яких усереднені дійсні параметри вологості.

Обробка зовнішнього повітря системою кондиціонування повітря. Зовнішнє повітря, що подається в приміщення системою вентиляції, проходить обробку в повітроохолоджувачах. При природній вентиляції суміш зовнішнього та внутрішнього повітря проходить обробку у внутрішньому блоці кондиціонера, що не змінює фізичну сутність процесу. У процесі тепломасообміну відбувається охолодження й осушення повітря. Залежно від типу припливно-витяжної установки, витрати холоду (енергії) на обробку повітря є різними. Найменше значення (відповідно, найкраща енергоефективність) витрат – в установках з ERV теплоутилізаторами, у яких припливне повітря не тільки охолоджується, а й осушується за рахунок внутрішнього повітря з низьким вологовмістом. Результати розрахунку витрати холоду на обробку 1100 м³/год зовнішнього повітря при різних типах теплоутилізаторів наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Витрати холоду на обробку 1100 м³ / год при різних типах теплоутилізаторів

Температура зовнішнього повітря, °С	+15	+20	+25	+30	+35
Відносна вологість зовнішнього повітря, %	68	62	50	40	30
Витрата холоду, кВт, при типі теплоутилізаторі ERV	- 1,8	- 0,8	0	0,8	1,4
Те ж HRV	- 2,9	- 0,9	0	1,5	1,8
Витрата холоду, кВт, при природній вентиляції	- 6,2	- 2,6	0	2,6	4,4

Примітка: Негативне значення означає витрату теплоти, кВт, на підігрів зовнішнього повітря

Теплове навантаження на систему кондиціонування повітря. Теплонадходження трансмісією залежать від температури зовнішнього повітря. Внутрішні тепловиділення вважаються незалежними від типу систем забезпечення мікроклімату. Теплонадходження від сонячної радіації також однакові для всіх систем. Вони не залежать від зовнішньої температури, а залежать від типу та орієнтації скління, типу покриття, сонцезахисту, навколишнього затінення тощо. Це навантаження розраховується окремо. Для даного прикладу приймаємо будівлю з теплонадходженнями за табл. 3. Теплонадходження розраховані за стандартними методиками й у роботі не наводяться.

Таблиця 3

Теплонадходження до будівлі при максимальному тепловому навантаженні

Температура зовнішнього повітря, °С	+15	+20	+25	+30	+35
Відносна вологість зовнішнього повітря, %	68	62	50	40	30
Тривалість періоду, год	563	1381	765	332	117
Теплонадходження трансмісією, кВт	- 8,0	0	0	10,4	17,4
Теплонадходження від сонячної радіації, кВт	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9
Теплонадходження від людей, кВт	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8
Теплонадходження від техніки, кВт	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Теплонадходження від вентиляції, кВт	- 1,8	- 0,8	0	0,8	1,4
Загальні теплонадходження, кВт	8	17	18	29	37

Для стислості надалі розглянемо розрахунок для варіанта з вентиляцією з теплоутилізатором ERV та прямим розширенням холодоагенту (DX). Решта варіантів розраховуються аналогічно.

Підбір обладнання для системи кондиціонування повітря. Згідно з п. 5.16 ДБН В.2.5-67:2013 [2] параметри зовнішнього повітря для підбору обладнання в теплий період допускається приймати вищими за розрахункові [3]. Для Києва таке підвищення доцільне, зважаючи на занижені (+23 °С) дані [3] порівняно з даними архіву погоди [6]. З урахуванням даних табл. 1 виконаємо підбір обладнання для температури зовнішнього повітря + 32°С, тобто для холодопродуктивності 35 кВт (табл. 3). Приймаємо зовнішній блок продуктивністю 40 кВт і встановленою потужністю 11,7 кВт. Охолодження та споживана потужність будь-яких холодильних машин змінюється залежно від температури зовнішнього повітря. Конкретні значення приймають з технічної документації виробника. Допускається використовувати універсальну методику зміни споживаної потужності пропорційно продуктивності. Внутрішні блоки VAC системи підбираємо для максимального теплового навантаження кожного приміщення, при цьому враховуємо допустиму швидкість повітря в робочій зоні. Всього потрібно 9 блоків, загальним індексом продуктивності 370 одиниць. Перевантаження зовнішнього блоку до 106% від номінальної продуктивності не погіршить роботу системи, оскільки теплонадходження від сонячної радіації різні в різних приміщеннях протягом дня і, отже, загальне навантаження на VAC систему близьке до номінальної.

Для прикладу приймаємо офісну будівлю, в якій максимум внутрішніх теплонадходжень збігається з піком інсоляції і навантаженням від припливного повітря. Тому навантаження на холодильну машину в денний час близьке до максимального, а в нічний – мінімальне. Для інших типів будівель характер навантаження інший і має бути врахований окремо.

Розрахунок споживаної потужності VAC системою. Проводити розрахунок зручно в програмах електронних таблиць. Занесемо отримані дані (температури зовнішнього повітря, тривалість її стояння, потрібну кількість холоду, номінальну холодопродуктивність і споживану потужність холодильної машини, споживану потужність внутрішніх блоків і вентиляційної установки) у табли-

цю як вихідні дані (табл. 4).

Таблиця 4

Розрахунок споживання енергії VAC системою

Температура зовнішнього повітря, °С	+15	+20	+25	+30	+35
Тривалість періоду, год	563	1381	765	332	117
потрібно холоду на будівлю, кВт	8	17	18	29	37
Номінальна холодопродуктивність холодильної машини, кВт	40	40	40	40	40
Номінальна споживана. Потужність холодильної машини, кВт	11,7	11,7	11,7	11,7	11,7
Споживана потужність внутрішніх блоків, кВт	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Споживана потужність вентиляційної установки, кВт	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Робоча холодопродуктивність холодильної машини, кВт	52	54	51	48	46
Робоча споживана потужність холодильної машини, кВт	9,1	9,6	10,5	11,5	12,4
Коефіцієнт завантаження холодильної машини	0,15	0,31	0,35	0,6	0,8
Фактична споживана потужність холодильної машини, кВт	1,8	3,4	4,1	7,3	10,3
Споживання енергії VAC системою, кВт	2,6	4,2	4,9	8,1	11,1
Споживання енергії VAC системою за період, кВт·год	1464	5800	3749	2689	1299

Робочу холодопродуктивність і споживану потужність холодильної машини (зовнішнього блоку) приймаємо за документацією виробника. Ці параметри залежать від температури зовнішнього повітря й типу обладнання. Більшість виробників надають ці дані для максимального навантаження (100 % продуктивності) холодильної машини. Для обчислення фактичного енергоспоживання в умовах часткового завантаження холодильної машини (окремі виробники надають ці дані) скористаємося коефіцієнтом завантаження, який обчислимо як відношення потреби будівлі в холоді до максимальної холодопродуктивності VAC системи. Отриманий коефіцієнт показує, наскільки знизилася споживана потужність холодильної машини в умовах часткового навантаження. У даному прикладі холодильна машина завантажена на 80% при максимальній температурі зовнішнього повітря. Запас холодопродуктивності – це резерв, який дозволить VAC системі успішно підтримувати комфортні умови в обслуговуваних приміщеннях протягом усього терміну (приблизно 17 років) служби. Вибір менш потужної холодильної машини можливий. Це знизить капітальні вкладення, але призведе до незабезпеченості комфортних параметрів при пікових значеннях температури зовнішнього повітря.

Наступний етап - обчислення фактичного споживання енергії VAC системою: множення робочої споживаної потужності на коефіцієнт завантаження та додавання енергії, спожитої внутрішніми блоками і вентиляційною установкою. У даному прикладі розглянуто найпростіший випадок VAC системи, а у випадку системи чиллер-фанкойл доведеться враховувати енергію, спожиту циркуляційними насосами. Для центральної повітряної VAC системи необхідно враховувати можливість припинення циркуляції повітря в період відсутності людей в приміщеннях.

Отримане значення фактичної споживаної потужності для кожного температурного рівня множиться на тривалість стояння цієї температури. Отримані значення підсумовуються. У підсумку отримуємо розрахункове споживання енергії VAC системою за весь теплий період. У даному прикладі розрахункове споживання електроенергії VAC системою офісного приміщення за весь теплий період становить 15000 кВт·год.

Висновки. Запропоновано підхід до оцінки споживаної системою кондиціонування повітря електроенергії дозволяє швидко і з достатньою для практики точністю отримати важливу характеристику систем вентиляції та кондиціонування повітря, яка є основною статтею експлуатаційних витрат. На підставі отриманої інформації виконується техніко-економічний аналіз і обґрунтування застосування різних варіантів системи кондиціонування повітря для всіх типів будівель.

Перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження спрямовані на застосування даної методики для різних типів об'єктів та систем вентиляції і кондиціонування повітря та розробку рекомендації щодо найбільш доцільних варіантів забезпечення мікроклімату.

Література

1. ДСТУ Б EN 15251:2013. Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики. – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012. – 71 с.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Укрархбудінформ, 2013. – V, 141 с.
3. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Чинні від 01.11.2011. – Київ: Укрархбудінформ, 2011. – IV, 123 с.
4. Липа А. И. Кондиционирование воздуха: теоретические основы / А. И. Липа. – Одесса, ВМВ, 2010. – 607с.
5. Кордюков М.И. Особенности теплообмена в рекуперативных мембранных теплообменниках в летний период./ М. И. Кордюков, В. И. Дешко, И. О. Суходуб // Холодильная техника. – 2014. – № 147 – С. 24-25.
6. Архив погоды в Киеве / Жулянах (аэропорт) [Электронный ресурс] / ООО «Расписание Погоды». – Режим доступа: http://tp5.ua/archive.php?wmo_id=33345&lang=ru. – Заглавие с экрана. – Дата обращения 10.04.2016.

References

1. *Rozrakhunkovi parametry mikroklimatu prymishchen dlia proektuvannia ta ocinky en-erhetychnykh kharakterystyk budivel po vidnoshenniu do yakosti povitria, teplovoho komfortu, osvittlennia ta akustyky.* DSTU B EN 15251:2013, Ukrarkhbudinform, 2012.
2. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia.* DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.
3. *Budivelna klimatologiia.* DSTU-N B V.1.1-27:2010, Ukrarkhbudinform, 2011.
4. Lipa A. I. *Konditsionirovanie vozduha: teoreticheskie osnovy.* BMB, 2015.
5. Kordiukov M.I. "Osobennosti teplomassoobmena v rekuperativnykh membrannykh teploobmennikakh v letnii period." *Kholodilnaia tekhnika*, no.147, 2014, pp.24-25
6. *Arhiv pogody v Kieve / Zhulianakh (aeroporti)*, http://tp5.ua/archive.php?wmo_id=33345&lang=ru. Accessed 10 April 2016.

УДК 697.94

Оценка энергопотребления систем вентиляции и кондиционирования воздуха

М. И. Кордюков¹

¹асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, melco@ukr.net

Аннотация. Требования к современным системам кондиционирования воздуха обязательно включают расчёт потребления ими энергии за весь тёплый период. Производители оборудования дают характеристику SEER, которая является индикативной величиной и не отображает фактический расход энергии системой кондиционирования воздуха здания. Реальный расчёт усложняется многовариантностью исходных данных: переменная температура наружного воздуха и относительная влажность, тип системы кондиционирования воздуха, тип системы вентиляции. Предложенный подход к оценке энергопотребления позволяет учесть все эти факторы и получить объективные показатели энергопотребления для сравнения различных вариантов вентиляции и кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: потребление энергии системой кондиционирования воздуха; энергоэффективность системы кондиционирования воздуха; технико-экономическое обоснование системы кондиционирования воздуха; технико-экономический расчёт системы кондиционирования воздуха.

UDC 697.94

Estimation of Energy Consumption of Ventilation and Air Conditioning Systems

M. Kordiukov¹

¹Assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, melco@ukr.net

Abstract. Requirements for modern air conditioning systems must include a calculation of their power consumption for the entire summer. Manufacturer show characteristic SEER, which is an indicative value and does not reflect the actual energy consumption of air conditioning in buildings. The actual calculation is complicated by the multiplicity of input data: variable temperature and humidity of ambient air, the type of air conditioning system, the type of ventilation system. The proposed approach of estimation of the energy consumption takes into account all of these factors and provides objective indicators of energy consumption to compare different alternative designs of air conditioning.

Keywords: energy consumption of air conditioning system; energy efficiency of air conditioning systems; calculation energy consumption of air conditioning system.

Надійшла до редакції 27 квітня 2016 р.

UDC 697.95

Calculation of Air Exchange to Reduce CO₂ by Periodic Ventilation of Cattle Buildings

B.M. Fediai¹, D.V. Guzyk²

¹PhD, docent, Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, Poltava, Ukraine, fed_bn@ukr.net

²PhD, docent, Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, Poltava, Ukraine, guzikd@rambler.ru

Abstract. The outdoor cattle keeping permits changing the air exchange intensity to prevent hazards during the day. It is important to organize such air exchange during the outdoor run which would provide the required air quality, including the CO₂ concentration in the internal airspace by the moment of the cattle's return to the stalls. The analytical solution of the problem of determining the changes in the average airspace CO₂ concentration for a certain period of time at predetermined air exchange intensity is considered in the article.

Key words: periodic ventilation; internal air; CO₂ concentration; air exchange.

Introduction. Agriculture is one of the main sectors of the Ukrainian economy and the EU economy, which shows a significant dynamic development in recent years. Breeding complexes are an integral part of the industry, including complexes for breeding cattle. The competitiveness of these complexes' production in the national and foreign markets depends primarily on its quality. The latter, together with the output volume, depends by 20 % on the microclimate parameters inside the building [1, 7 – 9]. It is known, that the air parameters of the working area, where livestock is kept, are provided by the heating and ventilation systems. At this, the purpose of the general air exchange ventilation system is the control of hazards penetrating the inner space, such as excessive heat, moisture, noxious gases (mainly CO₂) and others.

Related Work. Method of animals keeping, outer climate conditions, space-planning solution of the cattle keeping room significantly affect the microclimate parameters, heat and air regimes in the working area [3, 6, 7] and determine the possibility of using this or that type of general air exchange ventilation [5]. At the same time, investments into implementation of modern energy-saving heating and ventilation systems in rooms for keeping cattle requires the relevant technical and economic substantiation. On this basis, at the pre-project and project stages, the possibility to analyse the impact of various engineering measures on the air exchange and heat regimes of the room and on the respective technical equipment's operating characteristics, determining its energy consumption level, is very important.

Recent studies and publications. The intensity of the air exchange, in the general air exchange ventilation system, is determined according to the task of preventing the dominant of the hazards. In case if the dominant hazard is CO₂, the estimated air exchange is determined by the balance of hazards indoors and is characterized by the equation [2,4, 7]:

$$L_{CO_2} = a_{CO_2} n / (k_{out} - k_{in}), \text{ m}^3/\text{h}, \quad (1)$$

where a_{CO_2} – CO₂ exhalation intensity per one cow, g/h; n – number of cows in the cattle keeping room, head; k_{int} – average room CO₂ concentration in the internal air, g/m³; k_{out} – the average CO₂ concentration in the outer supply air g/m³.

At this, the supply air flow to the room space in the amount determined by the equation (1), due to aeration or mechanical ventilation, is adopted constant over time, regardless of livestock indoors. Also, the carbon dioxide concentration, averaged according to the room space, is taken as constant over time and equal to the normalized maximum permissible concentration of the above hazard.

The outdoor mode of keeping animals allows to apply periodic air ventilation with variable air exchange intensity during the animals outdoor run and their stay in the stalls area. However, the equation (1), in the form as it is, does not give the possibility to determine the CO₂ concentration change in time at specified air exchange intensity over a certain time period.

Purpose of article. Development of the mathematical model of air exchange in cattle building in conditions of periodic ventilation - it is the purpose of the article

Materials and methods. To solve this problem, let's make the design scheme (Fig. 1).

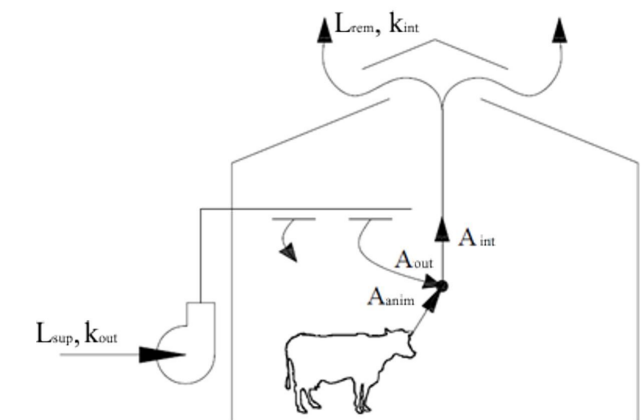


Fig. 1. The design scheme of air exchange in the cattle building at periodic ventilation

To facilitate making the analytic model, let's introduce the simplifying assumptions, according to which: the CO₂ concentration is constant and averaged as to the room space V , m³; ventilation in barns is balanced, i.e. the amount of supply air L_{sup} , m³/h, is equal to the number of air removed – L_{rem} , m³/h. According to the obtained design scheme, CO₂ with the outer supply air enters to the internal barn space for the time period of $d\tau$, h, in the amount of

$$A_{out} = L_{sup} k_{out} d\tau, \text{ g}, \quad (2)$$

an animal exhales CO₂ in the amount of

$$A_{anim} = a_{CO_2} n d\tau, \text{ g.} \quad (3)$$

However, for an infinitesimal time interval $d\tau$, h, part of CO_2 is removed from the barn with exhaust air in the amount of

$$A_{int} = L_{rem} k_{int} d\tau, \text{ g.} \quad (4)$$

The difference between the number of hazards, coming and removed from the premises for the time period $d\tau$, h, refers to the internal room space and means the time change in the CO_2 concentration in the internal air of a barn – dk_{int} g/m^3 . That is, from the above, we can write:

$$(L_{sup} k_{out} d\tau + a_{CO_2} n d\tau - L_{rem} k_{int} d\tau) / V = dk_{int}, \text{ g/m}^3. \quad (5)$$

In case of the balanced ventilation, i.e. with $L_{sup} = L_{rem} = L$, m^3/h , and after some algebraic manipulations, the equation (2) becomes:

$$d\tau = \frac{V dk_{int}}{L k_{out} + a_{CO_2} n - L k_{int}}, \text{ h.} \quad (6)$$

Let's integrate the equation (6):

$$\int_{\tau_{init}}^{\tau_{fin}} d\tau = \int_{k_{init}}^{k_{fin}} \frac{V dk_{int}}{L k_{out} + a_{CO_2} n - L k_{int}}, \text{ h,} \quad (7)$$

where τ_{fin} , τ_{init} – final and initial time moments, h, respectively; k_{fin} , k_{init} – respectively averaged according to the volume CO_2 concentration, g/m^3 , for the time moments τ_{fin} and τ_{init} .

Solving the equation (7) with respect to k_{fin} , g/m^3 , and having done some mathematical transformations, we obtain:

$$k_{fin} = \frac{a_{CO_2} n Z}{L} + k_{out} Z + k_{init} (Z - 1), \text{ g/m}^3, \quad (8)$$

where

$$Z = \left(1 - e^{-\frac{L}{V}(\tau_{fin} - \tau_{init})} \right).$$

In the equation (8), the ratio L/V , h^{-1} , describes the air exchange multiplicity N .

It should be noted, that the equation (4), with the given boundary conditions for time τ , h, and CO_2 concentration, g/m^3 , also enables determining the intensity of air exchange by means of the graphic-analytical method that will provide the desired reduc-

tion in the carbon dioxide concentration in the internal air of a barn for the required period of time.

A special case of the equation (6) is the case of the air exchange absence, that is, when $L = 0$. In this case, the equation (6) becomes:

$$d\tau = \frac{V dk_{int}}{a_{CO_2} n}, \text{ h.} \quad (9)$$

The solution of this equation (9) as to the final CO_2 concentration, g/m^3 , within the time interval, h, from τ_{fin} to τ_{init} will look like:

$$k_{fin} = \frac{a_{CO_2} n (\tau_{fin} - \tau_{init})}{V} + k_{init}, \text{ g/m}^3. \quad (10)$$

A special case of the equation (8) is the case of CO_2 flow absence into the internal room space. Such a situation is possible in the case of room ventilation during the outdoor run, when there is no cattle in the barn. Then the equation (8) becomes:

$$k_{fin} = k_{out} Z + k_{init} L (Z - 1), \text{ g/m}^3. \quad (11)$$

Results and discussion. By means of the developed equations (8, 10, 11) the analysis of the air regime in the barn for 50 cows has been made. The ventilation system of the barn is mechanized. The intensity of the CO_2 flow from cattle to the internal room space makes 110 l/h. The animals' outdoor run is carried out for 2 hours from 9 to 11 a. m. Maximum permissible CO_2 concentration in the internal barn space is 2.5 l/m^3 . The CO_2 concentration in the outer supply air makes 0.4 l/m^3 . The barn building space is $10,000 \text{ m}^3$. The estimated air exchange according to the equation (1) makes $2620 \text{ m}^3/\text{h}$. Fig. 2–4 show the results of calculations with different air exchange intensity.

Fig. 5 shows the comparison of the CO_2 concentration time change averaged as to the barn space, in the mode of permanent and periodic ventilation. According to the equation (1), under the conditions of permanent ventilation, the estimated air exchange to reduce CO_2 will make $2620 \text{ m}^3/\text{h}$. At this air exchange intensity, the CO_2 concentration in the internal room space will grow from $k_{out}, \text{ g/m}^3$, to the maximum permissible value within 87 hours since the moment of the herd entering the barn. At this, the active phase of the CO_2 concentration growth will be observed during the first 20 hours (Fig. 2).

At the same time, the cattle's outdoor run and the absence of CO_2 flow from them to the barn space in the period from 9 to 11 a. m. permits to reduce the intensity of air exchange between 0 and 9 a.m. from 2620 to $2283 \text{ m}^3/\text{h}$ in the conditions of periodic ventilation, and thus, to achieve the increase of the $k_{int}, \text{ g/m}^3$, concentration to the maximum permissible level (2.5 l/m^3) for the moment of the cows' outdoor run. Saving the air exchange intensity at the level of $2283 \text{ m}^3/\text{h}$ during the outdoor run, reduces the CO_2 concentration from 2.5 l/m^3 to 1.73 l/m^3 .

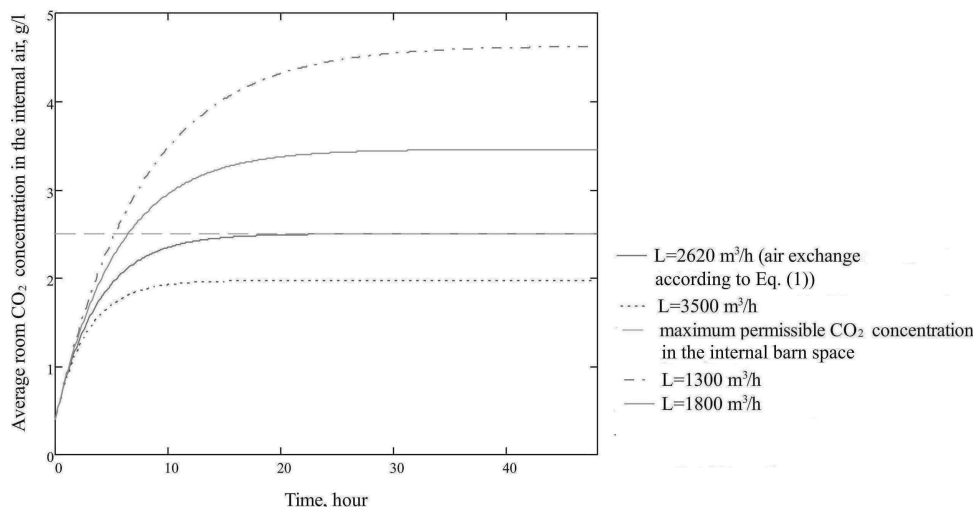


Fig. 2. The time change of the CO₂ concentration, averaged as to the room space at different air exchange intensity in the system general air exchange permanent ventilation

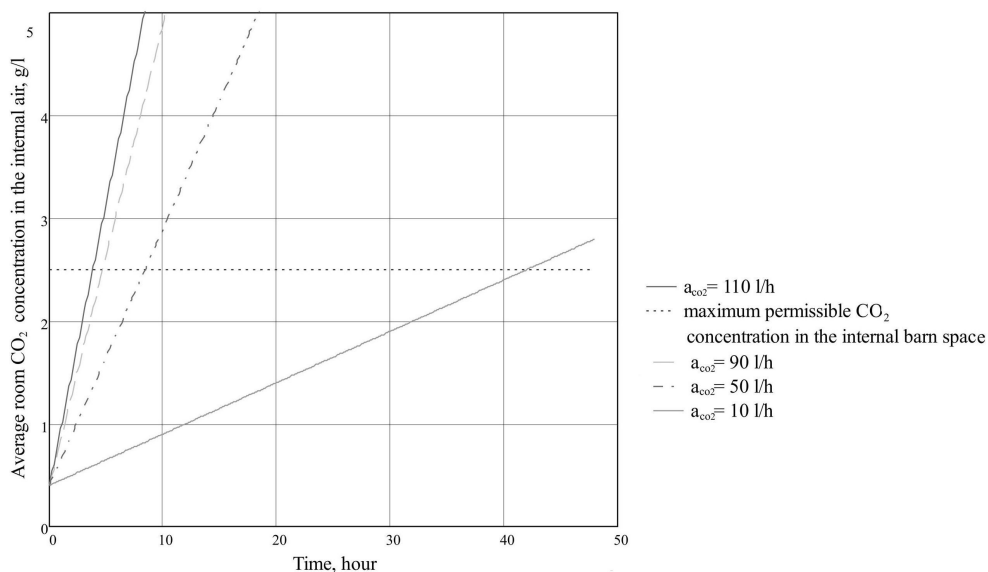


Fig. 3. The time change of the CO₂ concentration, averaged as to the room space at different intensity of carbon dioxide flow from animals a_{CO_2} and at the absence of air exchange, i.e., when $L = 0 \text{ m}^3/\text{h}$

When the cattle is staying in barn between the two outdoor runs for 22 hours, and at the permissible CO₂ concentration increase from 1.73 to 2.5 l/m³, the required air exchange intensity must make 2610 m³/h according to the suggested mathematical model.

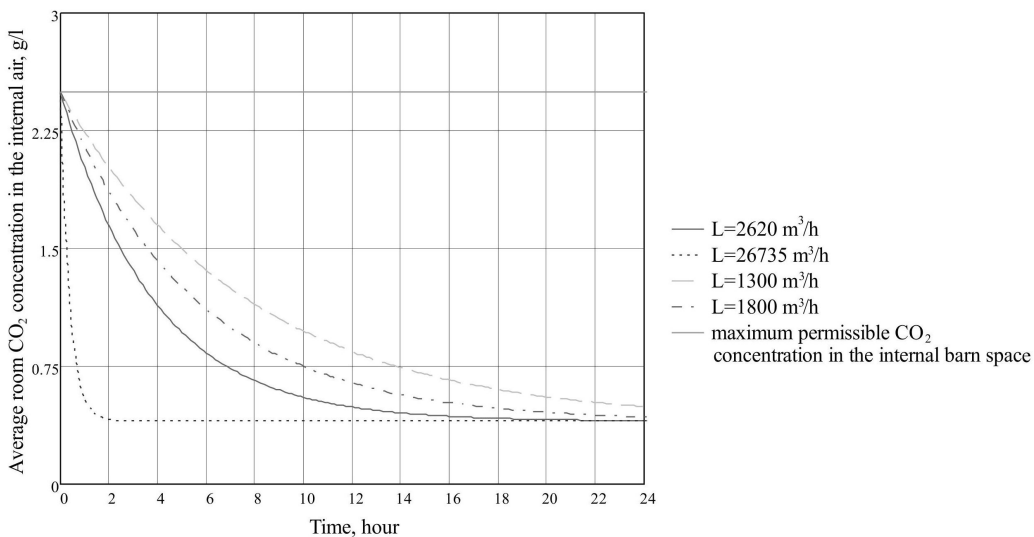


Fig. 4. The time change of the CO₂ concentration averaged as to the room space at different CO₂ intensity of air exchange during the animals' outdoor run, i.e. at $a_{CO_2}=0$

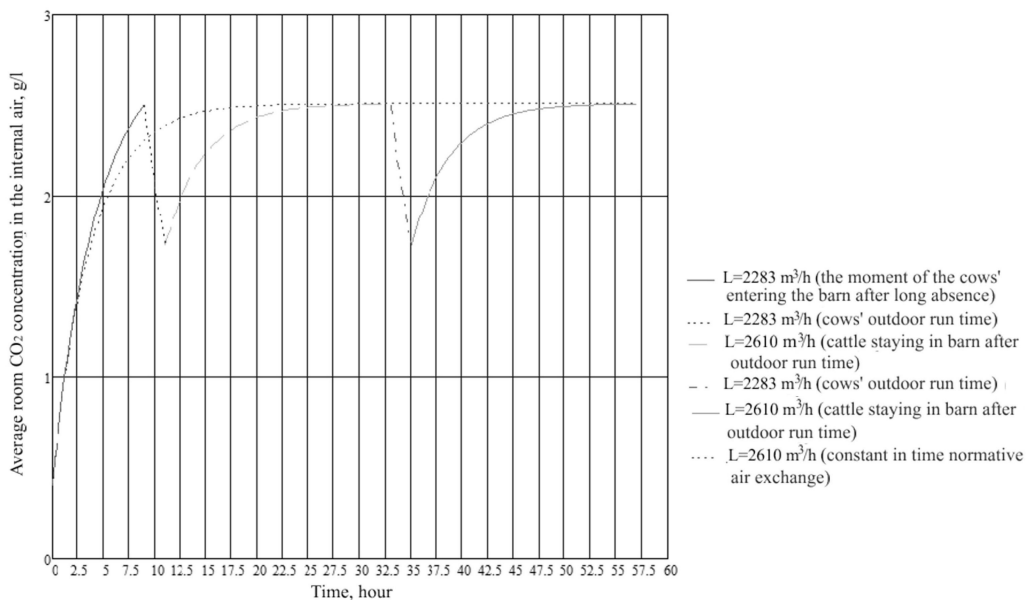


Fig. 5. The time change of the CO₂ concentration averaged as to the room space at the permanent and periodic general air exchange ventilation.

As it can be seen from the above said and from the results presented in Fig. 5, using periodic ventilation permits reducing the amount of air pumped by the air supply units within 48 hours (excluding the period from 0 to 11 a. m.) from 125,760 m³/year to 123,972 m³/year, which will reduce the electric power costs to drive the electric air pumps.

Conclusion. As it can be seen from the results presented in Fig. 2 – 5, the suggested mathematical model of air exchange in the premises for keeping cattle, at the stage of designing general air exchange ventilation systems, permits the following: to analyse the time change of the CO₂ concentration averaged as to the room space at different air exchange multiplicity in the room; to determine the air exchange intensity to reduce CO₂ based on obtaining the desired CO₂ concentration for a certain period of time; to analyse the energy efficiency of the periodic ventilation to reduce CO₂ in the premises for keeping cattle with time-variable air exchange intensity compared to the permanent ventilation system.

References

1. Armstrong D. V. “Heat stress interaction with shade and cooling.” *Journal of Dairy Science*, no.77 (7), 1994.
2. Egiazarov A. G., 1981. *Otoplenie I ventilyaciadzaniy I sooruzheniy selskohoziastvennogocomplexal* A.G. Egiazarov. Stroyizdat, 1981.
3. Marucci A., Monarca D., Cecchini M., Colantoni A., Giacinto D. S., Cappuccini A. “The heat stress for workers employed in a dairy farm” *J. Agricultural Engineering*, no. XLIV, 2013.
4. Pedersen S., Takai H., Johnsen J. O., Metz J. H. M., Groot Koerkamp P. W. G., Uenk G. H., Phillips V. R., Holden M. R., Sneath R. W., Short J. L., White R. P., Hartung J., Seedorf J., Schroder M., Linkert K. H., Wathes C. M. “A comparison of three balance methods for calculating ventilation rates in livestock buildings.” *J. Agric. Engng*, no. 70, 1998.
5. Robertson J. *Better Cattle Housing Design*. EBLEX, 2013.
6. Sharp G. M. *Ventilation of cattle and sheep buildings. Technical Note*. SAC, 2008.
7. Stroї A.F. *Теплоснабження і вентиляціасел’ськогoзiаствeннихзданий і соорuzheniy*. Energy, 1983.
8. Guzyk D. V. “Metod raschota teplopoter v construccii pola v svinovodcheskih pomescheniyah.” *Komunalnoye hoziyaystvo gorodov*, no. 30, 2001.
9. Fediai B. M. “Povitroobmin v tvarynnickih primyschennyah z gumovym pidlogovym pokryttiam.” *Energetyka ta avtomatyka*, no. 4, 2014.

УДК 697.95

Розрахунок повітрообміну для зниження концентрації CO₂ при періодичному провітрюванні приміщень утримання великої рогатої худоби

Б.М. Федяй¹, Д.В. Гузик²

¹к.т.н, доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава, Україна, fed_bn@ukr.net

²к.т.н, доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава, Україна, guzikd@rambler.ru

Выгульное утримання тварин дозволяє змінювати інтенсивність повітрообміну для боротьби зі шкідливостями протягом доби. При цьому важливо за час выгулу худоби організувати такий повітрообмін, який забезпечить потрібну якість повітря, зокрема концентрацію CO₂ у внутрішньому об'ємі приміщення, на момент повернення великої рогатої худоби до стійла. В статті розглянуто питання аналітичного вирішення задачі щодо визначення зміни середньої в об'ємі приміщення концентрації CO₂ за визначений проміжок часу при наперед заданій інтенсивності повітрообміну.

Ключові слова: періодична вентиляція; внутрішнє повітря; концентрація CO₂; повітрообмін.

УДК 697.95

Расчёт воздухообмена для снижения концентрации CO₂ при периодическом проветривании помещений содержания крупного рогатого скота

Б.Н. Федяй¹, Д.В. Гузик²

¹к.т.н, доцент, Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина, fed_bn@ukr.net

²к.т.н, доцент, Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина, guzikd@rambler.ru

Выгульное содержание животных позволяет изменять интенсивность воздухообмена для борьбы с вредностями на протяжении суток. При этом важно за период выгула скота организовать такой воздухообмен, который обеспечит необходимое качество воздуха, в частности концентрацию CO₂ во внутреннем объёме помещения, на момент возвращения крупного рогатого скота в стойло. В статье рассмотрен вопрос аналитического решения задачи по определению изменения средней по объёму помещения концентрации CO₂ за определённый промежуток времени при заданной интенсивности воздухообмена.

Ключевые слова: периодическая вентиляция; внутренний воздух; концентрация CO₂; воздухообмен.

Надійшла до редакції 21 листопада 2016 р.

УДК 697.4; 536.7

Условия эффективной работы теплонасосной системы теплоснабжения на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха

В. Д. Петраш¹, М. В. Высоцкая²

¹д.т.н., проф. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина, petrant@ukr.net

²асп. Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина

На основе результатов аналитического исследования установлена модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования, которая является обобщённым критерием для оценки влияния исходных параметров и режимных условий работы на эффективность работы предложенной теплонасосной системы теплоснабжения.

Ключевые слова: теплохладоснабжение, коэффициент преобразования, тепловой насос.

Постановка проблемы. Перспективным направлением экономии топлива и защиты окружающей среды при теплоснабжении зданий является высокоэффективное использование низкотемпературных источников энергии на основе теплонасосных технологий. Современное состояние, перспективы и проблемы использования соответствующих систем теплохладоснабжения определяют необходимость совершенствования процессов отбора теплоты и режимов её потребления абонентскими системами в процессе трансформации интегрированной энергии возобновляемых источников.

Актуальность исследования. Экономия замещаемого топлива в парокompрессионной системе утилизации холодной воды [1] и теплоты удаляемого вентиляционного воздуха весьма существенно зависит от параметров низкотемпературных источников и абонентских систем теплоснабжения. Представляет интерес также энергетический потенциал глубокого охлаждения удаляемых воздушных потоков в режиме конденсации водяных паров для повышения энергоэкологической эффективности использования первичного топлива. Одним из направлений решения поставленной задачи является разработка предложенных систем [2] для промышленных и гражданских зданий, характеризующихся значительными тепло – и влагоизбытками.

Основная часть. Устройство предложенной системы [2, 3, 4], разработанной на основе [5, 6], иллюстрируется схемой, представленной на рис 1. По трубопроводу 1 исходная холодная вода поступает в здание с общим расчётным расходом для холодного и горячего водоснабжения. После смешивания с тёплой водой из трубопровода 24 и последующего разделения она поступает под действием циркуляционного насоса 3 а в испаритель 4 для охлаждения, а также в основной конденсатор 5 а для нагрева.

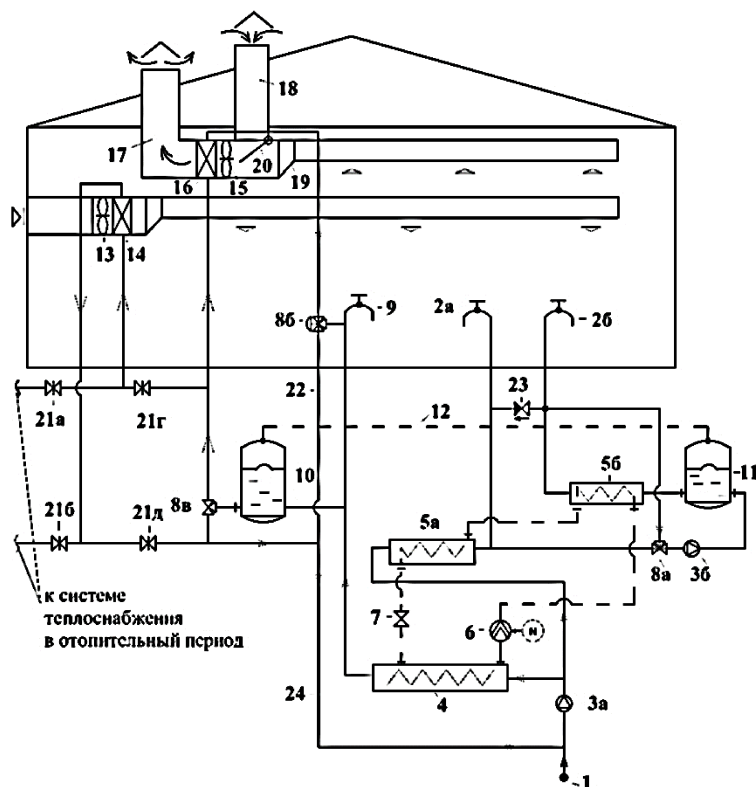


Рис. 1. Система теплохолодоснабження здания на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков с пневмогидравлической стабилизацией теплообменных процессов в теплонасосной установке: 1 - трубопровод исходной холодной воды; 2 а – подсистема разбора тёплой воды; 2 б – система разбора горячей воды; 3 а, 3 б – циркуляционный насос; 4 – испаритель; 5 а – основной конденсатор; 5 б – форконденсатор; 6 – компрессор; 7 – дроссельный вентиль; 8 а, 8 б – трёхходовой температурный регулятор расхода; 8 в - трёхходовой температурный регулятор; 9 – система горячего водоснабжения пониженного температурного уровня; 10, 11 – баки аккумуляторы; 12 – «воздушный» трубопровод; 13, 15 – вентиляторы; 14, 16 – калориферы; 17, 18, 19 – воздухопроводы; 20 – перекидной автоматизированный клапан; 21 а, 21 б, 21 г, 21 д – краны; 22 – трубопроводы.

Известно, что нагрев воды до высокой температуры с последующим её смешиванием с холодной для обеспечения более низкой заданной температуры смеси всегда сопровождается необратимыми потерями эксергии. Традиционно нагрев воды для горячего водоснабжения до нормируемой температуры 55 °С с дальнейшим использованием её при более низкой температуре (30...45) °С за счёт подмешивания холодной воды (для бассейнов, душевых и т.д.), связан с энергетическими потерями, то есть потерями эксергии. Поэтому в предложенной системе из общего потока воды после основного конденсатора 5 а подогретая её часть, обычно до температуры (30...45) °С, поступает в подсистему разбора тёплой воды 2 а (для бассейнов, ванн и т.д.), а остальная часть – в систему разбора

горячей воды 2 б, проходя последовательно бак-аккумулятор горячей воды 11 и форконденсатор 5 б для догрева её до 55 °С.

Рециркуляционная часть подогретой воды, как за счёт отбираемой теплоты из удаляемого воздуха в калорифере 16, так и в калорифере 14 в летний период, в трубопроводе 24 образует совместный поток тёплой воды, который смешивается с холодной водой, поступающей из трубопровода 1 в испаритель 4. В результате обеспечивается непрерывная работа теплонасосной установки с основным конденсатором 5 а и форконденсатором 5 б, компрессором 6 и дроссельным вентилем 7.

Отбираемый тепловой поток в течении года в испарителе 4 с тепловым эквивалентом приводной мощности компрессора 6 передаётся нагреваемой воде в основном конденсаторе 5 а и в форконденсаторе 5 б. Бак-аккумулятор охлаждённой воды 10 с гибкой внутренней мембраной на среднем уровне его высоты соединён в нижней части с подающим трубопроводом после испарителя 4 теплового насоса.

Связь баков-аккумуляторов 10 и 11 с гибкими мембранами посредством «воздушного» трубопровода 12 обеспечивает пневмогидравлическую стабилизацию режима работы теплонасосного контура в условиях несогласующихся режимов разбора горячей и холодной воды [3, 4].

Тепловой поток отработанного воздуха непрерывно отбирается циркулирующей водой через калорифер 16. Удаляемый воздух забирается воздухопроводом 19 и проходит через калорифер 16, а воздухопроводом 18 дополнительно отбирается и более тёплый наружный воздух в летний период года. Для регулирования соотношения указанных частей расходов воздуха, поступающего по соответствующим воздухопроводам 18 и 19, служит перекидной автоматизированный клапан 20.

Применение систем предусматривается в зданиях, находящихся прежде всего в Южных регионах Украины и характеризующихся значительными расходами воды коммунально-бытового назначения с мощной приточно-вытяжной вентиляцией (плавательных бассейнов и водных процедур, прачечных и предприятий общественного питания).

В работе [7] изложена методика определения эффективности утилизации теплоты отработанных газов в режиме конденсации содержащихся паров. Компонента «сухой» части общего потока утилизируемой теплоты учитывается симплексом температурных перепадов фактического охлаждения воздуха относительно предельно возможного значения в рассматриваемом интервале абсолютных температур в виде $(T_{yx,n} - T_{yx,k}) / (T_{yx,n} - 273)$. Другая часть утилизируемого теплового потока в процессе конденсации водяных паров в отработанном воздухе учитывается разностью начальной $T_{yx,n}$ и конечной $T_{yx,k}$ температуры охлаждения относительно рассматриваемого температурного диапазона, т. е. $(T_{yx,p} - T_{yx,k}) / (T_{yx,p} - 273)$.

На вышеизложенной основе [7] с учетом [6, 8] утилизируемый тепловой поток «сухой» части удаляемого вентиляционного воздуха, оцениваемый по расходу первичного топлива B_k с теплотворной способностью Q_n^p и эффективностью его сжигания η_k в теплогенерирующей установке, представляется в виде

$$Q_{yx,c} = j_c \frac{B_k Q_n^p (1 - \eta_k)}{860}, \quad (1)$$

где $j_c = (T_{yx,n} - T_{yx,k}) / (T_{yx,n} - 273)$ – коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты «сухой» части удаляемого вентиляционного воздуха.

Тепловой поток конденсации водяных паров в отработанном воздушном потоке отличается дополнительным учётом высшей теплотворной способности затраченного топлива Q_{θ}^p и определяется согласно зависимости

$$Q_{yx,n} = j_n \frac{B_k (Q_{\theta}^p - Q_n^p)}{860}, \quad (2)$$

где $j_n = (T_{yx,p} - T_{yx,k}) / (T_{yx,p} - 273)$ – коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты в процессе конденсации водяных паров, содержащихся в удаляемом вентиляционном воздухе.

Общий коэффициент учёта эффективности утилизации теплоты удаляемого воздуха по теплотворной способности топлива после соответствующих преобразований представляется в следующем виде:

$$j = j_c + j_n \left(\frac{Q_{\theta}^p}{Q_n^p} - 1 \right). \quad (3a)$$

В результате общий утилизируемый тепловой поток удаляемого вентиляционного воздуха Q_{yx} , определяющий энергетическую мощность Q_u испарителя I_2 , приобретает вид

$$Q_{yx} = Q_u \frac{B_k Q_n^p}{860} j. \quad (3)$$

Утилизируемая теплота вентиляционного воздуха с расходом G_{yx} , характеризующим кратностью воздухообмена n для вентилируемых помещений с общим объёмом V , определяется также и термодинамическими параметрами его начального $i_{yx,n}$ и конечного $i_{yx,k}$ состояния в процессе охлаждения, исходя из чего справедливо соотношение

$$Q_{yx} = Q_u = G_{yx} (i_{yx,n} - i_{yx,k}) = 3600^{-1} V n \rho (i_{yx,n} - i_{yx,k}). \quad (4)$$

Потребление теплоты абонентскими подсистемами определяется по разностям температуры предварительного нагрева, например для бассейна $(t_{\theta} - t_{x\theta})$, и горячего водоснабжения $(t_{z\theta} - t_{x\theta})$ с соответствующими расчётными расходами G_{θ} , $G_{z\theta}$ теплоносителей, согласно зависимости

$$Q_{mn} = Q_{\bar{o}}^c [(t_{\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) + \beta(t_{z\bar{o}} - t_{x\bar{o}})], \quad (5)$$

где β – коэффициент, учитывающий часть расходуемой воды в системе горячего водоснабжения $G_{z\bar{o}}$ относительно обновляемого расхода воды в работе бассейна $G_{\bar{o}}$, т.е. $\beta = G_{z\bar{o}} / G_{\bar{o}}$.

При этом удельная мощность привода компрессора W / Q_n^p теплонасосной установки, которая обеспечивает утилизацию теплоты в процессе охлаждения воздуха в режиме конденсации водяных паров, определяется на основе (3) и установленной мощности теплового насоса $Q_{\kappa} = \varphi W$ согласно зависимости

$$\frac{W}{Q_n^p} = \frac{B_k Q_n^p}{860(\varphi - 1)} \left[j_c + j_n \left(\frac{Q_{\bar{o}}^p}{Q_n^p} - 1 \right) \right]. \quad (5 \text{ а})$$

Определим условия эффективного преобразования энергетических потоков в зависимости от параметров низкотемпературных источников и энергоносителя теплопотребляющей системы. Известно [6, 9], что действительный коэффициент преобразования в работе теплонасосной установки может быть представлен в виде:

$$\varphi = \left(1 - \frac{Q_u}{Q_{mn}} \right)^{-1}. \quad (6)$$

На основе зависимостей (4) и (5) с учётом установленной взаимосвязи расходов $G_{\bar{o}} = G_{x\bar{o}} / (1 + \beta)$ уравнение (6) приобретает следующий вид

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{G_{yx}(1+\beta)(i_{yx,n} - i_{yx,k})}{G_{x\bar{o}} c [(t_{\bar{o}} - t_{x\bar{o}}) + \beta(t_{z\bar{o}} - t_{x\bar{o}})]}}. \quad (6)$$

Очевидно, что модифицированная зависимость действительного коэффициента преобразования (7) является обобщённым критерием для прогнозируемой оценки индивидуального влияния исходных параметров удаляемого вентиляционного воздуха и режимных условий работы абонентских систем, интегрировано определяющая общую эффективность преобразования энергетических потоков в анализируемой системе.

Интерпретация уравнения (7) графически иллюстрируется на рис. 2, где представлена зависимость действительного коэффициента преобразования от переменного соотношения расходов удаляемого вентиляционного воздуха G_{yx} и холодной воды $G_{x\bar{o}}$ в процессе эксплуатационного регулирования абонентских систем, учитывающая также соотношение расходов воды низкотемпературного нагрева для плавательного бассейна и требуемого на горячее водоснабжение. В

качестве исходных были приняты следующие данные: температура холодной воды для расчётных условий холодного и тёплого периодов года соответственно $t_{хв} = 10$ и 20 °С; расчётные значения температуры поступающей воды в систему горячего водоснабжения и в бассейн соответственно $t_{гв} = 50$ °С и $t_{б} = 28$ °С для характерных условий работы при соотношении расходов $\beta = 0,2$ и $0,8$.

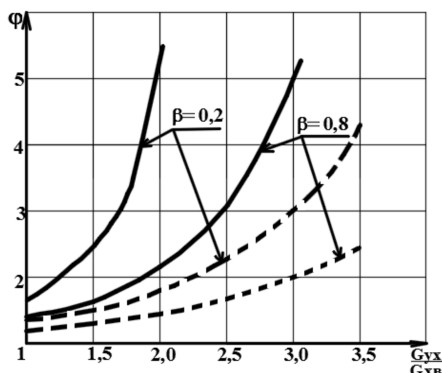


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды: — — $t_{хв} = 20$ °С ; - - - - $t_{хв} = 10$ °С;

Графиками иллюстрируется качественное влияние исходных параметров и режимов работы абонентских подсистем для достижения высокой энергетической эффективности работы предложенных систем.

Из графика следует, что для нижнего предельного соотношения анализируемых расходов ($\beta = 0,2$) рациональная область $G_{yx}/G_{xв}$, обеспечивающая требуемую [9] эффективность преобразования энергетических потоков ($\varphi \geq 3$), находится в диапазоне соотношения анализируемых расходов ($1,75 \div 3,0$).

Вместе с тем, в режиме интенсивного разбора воды на горячее водоснабжение ($\beta = 0,8$) энергетическая эффективность работы системы обеспечивается при соотношении анализируемых расходов в пределах ($2,5 \div 3,75$).

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента преобразования от сезонно изменяющейся температуры холодной воды на вводе в здание, применяемой в качестве низкотемпературного источника теплоты [1] анализируемой системы. Из графиков следует, что в системе с интегрированными низкотемпературными источниками теплоты даже при температуре холодной воды на вводе в здание $t_{хв} = 10$ °С, обеспечивается достаточно высокая энергетическая эффективность, характеризуемая значением коэффициентов преобразования выше нормативных [9], определяемая прежде всего $t_{хв}$ и соотношением расходов удаляемого воздуха и холодной воды. Таким образом, анализ графических зависимостей подтверждает энерготехнологическую целесообразность применения предлагаемой системы в промышленных и гражданских зданиях, характеризующихся, прежде всего, значительными расходами удаляемого вентиляционного воздуха и холодной воды, как низкотемпературных источников, с имеющимся многообразием теплопотребляющих систем.

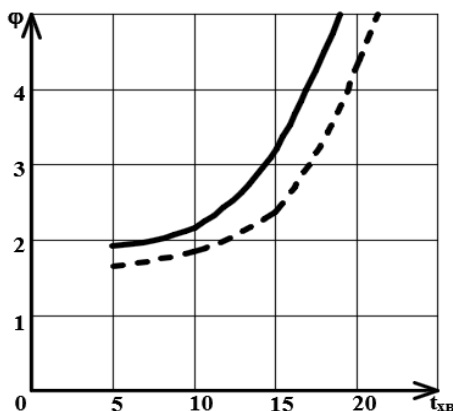


Рис. 3. Залежність коефіцієнта преобразования від сезонного змінення температури холодної води на вводе в будівлю: — — $G_{ух} / G_{хв} = 3,5$; - - - - $G_{ух} / G_{хв} = 2,5$;

Висновки. В результаті аналітичного дослідження встановлена модифікована залежність дійсного коефіцієнта преобразования, яка є обобщеним критерієм для прогнозуваної оцінки індивідуального впливу вихідних параметрів і режимних умов роботи запропонованої теплонасосної системи теплопостачання. Аналізом результатів аналітичного дослідження коефіцієнта преобразования при $\beta = 0,2$ встановлено, що вимагається ефективність трансформації енергетических потоків ($\varphi \geq 3$) забезпечується при співвідношенні витрат видаляемого вентиляційного повітря і холодної води в межах (1,75 ÷ 3,0). Разом з тим, при інтенсивному розборі води на гаряче водопостачання ($\beta = 0,8$) вимагається ефективність роботи системи забезпечується при співвідношенні аналізованих витрат в межах (2,5 ÷ 3,75).

Література

1. Высоцкая М.В. Холодная вода как низкотемпературный источник для теплонасосных систем теплопостачання будівель. / М.В. Высоцкая // Научно – технічний збірник «Енергоэффективность в строительстве и архитектуре». Выпуск № 7. – К.: КНУ-БА, 2015г. – 41- 46 с.
2. Система теплохолододостачання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідролічною стабілізацією термотрансформаторних процесів. Патент на винахід № 109848 Бюл. № 19., 2015 «Український інститут промислової власності». Авт. Петраш В.Д., Высоцька М.В., Поломанний О.А.;
3. Высоцкая М.В. Пневматическая стабилизация гидравлического режима в системе теплопостачання на основе интегрированной энергии холодної води и вентиляционного воздуха / М.В. Высоцкая // Вестник ОГАСА № 58. 2015, 41-46 с.
4. Высоцька М.В. Стабілізація гідролічних режимів в системі теплохолододостачання на основі енергії холодної води і вентиляційного повітря / М.В. Высоцька // Вісник НУ Львівська політехніка, Серія: Теорія і практика будівництва № 844.2016, 81-85с.
5. Система гарячого водопостачання й вентиляції на основі термотрансформаторного циклу. Патент на винахід № 90926. Бюл. № 11 2010 р. «Український інститут промис-

слогової власності». Авт. Петраш В.Д., Войкіна Т.Ю., Басіст Д.В., Герасименко О.А.

6. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монография/В.Д. Петраш – Одеса: типография «ВМВ», 2014 - 556 с.

7. Клименко В.Н. Некоторые особенности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В.Н. Клименко // Промышленная теплотехника, т. 33, № 5, Киев. 2011 с. 42-48.

8. Петраш В.Д. Сравнительный анализ энергетической эффективности утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха / В.Д. Петраш, И.В. Сорокина, А.А. Поломанний // Вісник ОДАБА. Збірник наукових праць. Вип. 37. Одеса. 2010, с. 350-379.

9. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – С. 57.

References

1. Vysotskaya M. V. “Kholodnaia voda kak nizkotemperaturnyi istochnik dlia teplonasosnykh sistem teplokhodosnabzheniia zdaniia.” *Nauchno – tekhnicheskii sbornik «Energoeffektivnost v stroitelstve i arkhitekture»*, Iss. 7, KNUBA, 2015, P. 41-46.

2. *Systema teplokhodopostachannia na bazi intehrovanoi enerhii kholodnoi vody ta povitrianykh potokiv z pnevmohidravlichnoiu stabilizatsiieiu termotransformatornykh procesiv.* Pat. № 109848, 2015

3. Vysotskaya M. V. “Pnevmaticheskaia stabilizatsiia gidravlicheskogo rezhima v sisteme teplokhodosnabzheniia na osnove integrirovanoi energii kholodnoi vody i ventilatsionnogo vozdukha.” *Vestnik OGASA*, no. 58, 2015, P. 41-46.

4. Vysotska M. V. “Stabilizatsiia hidravlichnykh rezhymiv v systemi teplokhodopostachannia na osnovi enerhii kholodnoi vody i ventyliatsiinoho povitria.” *Visnyk NU Lvivska politekhnika*, Serii: Teorii i praktyka budivnytstva, no. 844, 2016, P. 81-85с.

5. *Systema hariachoho vodopostachannia i ventyliatsii na osnovi termotransformatornoho tsyклу.* Pat. № 90926, 2010.

6. Petrash V. D. *Teplonasosnye sistemy teplosnabzheniia: monografiia.* tipografiia «VMV», 2014.

7. Klimenko V. N. “Nekotoryie osobennosti primeneniia parokompresionnykh teplovykh nasosov dlia utilizatsii sbrosnoi teploty otopitelnykh kotlov.” *Promyshlennaia teplotekhnika*, Vol. 33, no. 5, 2011, P. 42-48

8. Petrash V. D. Sorokina I.V., Polomanni A.A. “Sravnitelnyi analiz energeticheskoi effektivnosti utilizatsii teploty udalaemogo ventilatsionnogo vozdukha.” *Visnyk ODABA*, Iss. 37, 2010, P. 350-379.

9. Proektuvannia system opalennia budivel z teplovymy nasosamy. DSTU B V.2.5-44:2010. Minregionbud Ukrainy, 2010. – P. 57.

УДК 697.4; 536.7

Умови ефективної роботи теплонасосної системи теплопостачання на основі енергії холодної води і вентиляційного повітря

В. Д. Петраш¹, М. В. Висоцька²

¹д.т.н., проф. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна, petrash@ukr.net

²асп. Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, Україна

На основі результатів аналітичного дослідження встановлена модифікована залежність дійсного коефіцієнта перетворення, яка є узагальненим критерієм для оцінки впливу вихідних параметрів та режимних умов роботи на ефективність роботи запропонованої теплонасосної системи теплопостачання.

Ключові слова: теплохолодопостачання, коефіцієнт перетворення, теплові насоси.

UDC 697.4; 536.7

Conditions of Heat Pump System Efficient Operation Based on Energy of Cold Water and Ventilation Air

V. Petrash¹, M. Vusotskaya²

¹Sc.D, professor. Odessa State Academy of Building and Architecture. Odessa. Ukraine, petrash@ukr.net

²Post-graduate student. Odessa State Academy of Building and Architecture. Odessa. Ukraine

A modified dependence of the actual conversion ratio which is a generalized criterion for initial parameters of influence evaluation and mode conditions of operation on the work efficiency the proposed heat – pump heating system is established on the results basis.

Keywords: heat and cold, the conversion factor, heat – pump.

Надійшла до редакції 17 листопада 2016 р.

УДК 621.184.004

Численное исследование аэродинамических процессов в топке водотрубного парового котла при различных эксплуатационных режимах

А. А. Редько¹, А. В. Давиденко², С. В. Павловский³, Н. В. Куликова⁴,
И. А. Редько⁵

¹д.т.н., проф. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, andrey.ua-mail@mail.ru

²асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, anastasiya.vyacheslavovna92@mail.ru

³к.т.н., ассист. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, pavlovskiy_s@mail.ru

⁴к.т.н., ассист. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, natikkulikova@ Rambler.ru

⁵к.т.н., доц. Харьковский национальный университет городского хозяйства имени О.М. Бекетова, г. Харьков, Украина, germes_s@mail.ru

Аннотация. Приведены результаты численного исследования аэродинамики топки водотрубного парового котла ДЕ-10/14. В котле размещена вихревая газомазутная горелка ГМГ-7 производительностью 718 м³/ч по природному газу. Выполнены расчёты полей распределения температуры топочных газов, плотности теплового потока на экранные трубчатые поверхности, скорости и давления газов в топочном объёме. Показано влияние аэродинамических процессов на теплообмен в топке котла при различных эксплуатационных режимах (номинальной мощности, 50% и 15% пропроизводительности).

Ключевые слова: численное исследование, аэродинамика, топка, паровой котёл.

Введение. Современная топочная техника характеризуется разнообразием аэродинамических схем: встречная компоновка вихревых и прямоточных горелок и тангенциальная компоновка, топки с плоскофакельными горелками, циклонные топки, кольцевые топки и др.

Локальная радиационная плотность теплового потока влияет на естественную циркуляцию воды в экранных трубах топочных камер. Неравномерный обогрев по ширине экранов приводит к различному расходу воды в параллельно работающих трубах и может вызвать нарушение гидродинамики, переменные условия охлаждения труб и вызывать усталостные разрушения, образование накипи внутри труб солевого контура парового котла.

В топочных устройствах определяющим является процесс конвективного перемешивания, который преобладает над молекулярной диффузией, и который существенно зависит от конструктивных параметров горелки – характер взаимодействия струй, обратные токи определяют аэродинамику топки.

Анализ аэродинамической структуры показывает, что основными причинами недостаточной эффективности аэродинамических схем при переменных

режимах является: разрушение циркуляционных зон продуктов сгорания, обеспечивающих стабилизацию горения, нарушение равномерности распределения горючего в потоке окислителя, выход концентрации топливной смеси в зонах обратных токов за пределы воспламенения. Горелочные устройства не обеспечивают устойчивую аэродинамическую структуру течений (равномерные поля скорости и искусственной турбулентности, систему устойчивых вихреобразований, необходимую глубину проникновения струй горючего в поток окислителя) горючего, окислителя и продуктов сгорания в широком диапазоне скорости с необходимым концентрационным полем топливной смеси. Горелочное устройство, реализующее современную технологию сжигания топлива, должно обеспечивать:

- рациональное первоначальное распределение горючего в потоке окислителя;
- высокий уровень интенсивности турбулентности, в области смесеобразования топливной смеси;
- устойчивую управляемую аэродинамическую структуру течения горючего, окислителя и продуктов сгорания с зонами обратных токов в области стабилизации факела;
- самоохлаждение горелочного устройства горючим и окислителем с термической подготовкой топливной смеси.

Поэтому вопросы аэродинамики топков котлов требуют глубокого изучения, что и определило актуальность настоящего исследования.

Постановка проблемы. В коммунальной энергетике и промышленности широко используются паровые котлы типа ДКВР (ДЕ). Модернизация котлов путём замены горелочных устройств есть наименее затратное мероприятие.

На водотрубных котлах ДКВР (моноблочные паровые котлы ДЕ, КЕ, ДСЕ, Е и КВЕ) устанавливались регистровые горелки ГМГм, ГМ, ГМП и РГМГ, работающие по принуждённому диффузионному смешиванию, когда турбулизация и закручивание потока воздуха достигается путём установки в горелке лопаточного регистра завихрителя [3].

Температура в локальной зоне горения превышает 1500 °С, когда начинается интенсивное окисление азота. Поэтому содержание оксидов азота по некоторым данным превышает значение 500 мг/м³ (котёл ДЕ-10/14), горение затягивается и нарушается симметрия факела относительно оси котла.

Уровень автоматизации управления процессом сжигания топлива ограничивается только защитными и показывающими функциями.

Горелки европейских производителей предназначены для жаротрубных котлов. Поэтому их использование на водотрубных котлах сталкивается с проблемой несоответствия габаритов факела размерам камеры топки сгорания котла. Европейские горелки являются длиннофакельными и не могут работать на водотрубных котлах с короткими топками, работающих под разрежением.

Фирма Weishaupt обеспечивает модернизацию и адаптацию горелок с коротким факелом к водотрубным котлам [4]. Повышенный уровень автоматизации с применением систем микропроцессорного регулирования, диапазон регулирования 1:7, применение частоточного и кислородного регулирования обеспечивает экономичность за счёт снижения потерь теплоты с уходящими газами и неполнотой сгорания топлива, снижение выбросов NO_x обеспечивается за счёт сниже-

ния максимального значения температуры в зоне горения до $1350 \div 1480$ °С.

Формулирование целей статьи. Численное исследование аэродинамики топки котла ДЕ-10/14 с горелкой ГМГ-7 при различной паропроизводительности котла (100%, 50%, 15%).

Объект и методика исследования. Исследованы вертикально-водотрубный газомазутный котёл ДЕ-10-14ГМ, предназначенный для производства насыщенного и слабо перегретого пара с температурой 225 °С абсолютным давлением 14 кгс/см^2 , номинальной производительностью 10 т/ч. Котёл оснащён одной горелкой ГМ-7 тепловой мощностью 7 Гкал/ч (8,12 МВт).

В топке по оси горелки размещён трубчатый тупиковый излучатель. Диаметр вторичного излучателя изменяется от 840 мм до 1260 мм, выходной диаметр горелки составляет 420 мм.

Процессы тепломассообмена являются нестационарными, что усложняет экспериментальное исследование и создание строгой теории. При моделировании процессов сжигания используются методы теории турбулентных струй, законы сохранения массы и импульса, физики горения и тепломассообмена [5].

Математическая модель радиационно-конвективного теплообмена в газовом тракте котла сформирована на основе усреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с учётом гравитации и с пренебрежением сжимаемостью. Модель составляют уравнение неразрывности, переноса импульса, энергии и химических компонентов газовой смеси, записанные в стационарной форме. Уравнения замкнуты законом Ньютона для тензора давления, законом Фурье для теплового потока, законом Фика для потока массы, законом Менделеева-Клапейрона для термодинамического состояния смеси газов, уравнениями модели турбулентности k - ϵ Лаундер-Сполдинга и модели турбулентного горения Магнусена-Хертагера [6-11]. Результаты численных исследований моделирования аэродинамики топочных процессов приведены в [12-16].

На основе чертежей котла и горелки ГМГ-7 построена геометрическая модель внутренней полости топки и горелки (рис. 1, а,б). Воздух в горелку ГМГ поступает двумя потоками – около 15 % в виде первичного воздуха через регистр с углом лопаток 60° (коэффициент крутки $n_1 = 2,4$), другая часть в виде вторичного воздуха в объёме около 95 % закручивается в лопаточном аппарате регистра, лопатками, установленными под углом 45° , коэффициент крутки $n_2 = 1,6$. Подача газа – центральная (42 отверстия), параллельно воздушному потоку при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,10$. Закрутка первичного и вторичного воздуха – в одну сторону. Тепловая мощность горелок – от 1570 до 8300 кВт.

Для расчёта температурных характеристик топочной камеры производится дискретизация её объёма (расчётной области) в соответствии с методом контрольного объёма. В результате такой дискретизации получается некоторое количество контрольных объёмов (расчётных ячеек) N_V с соответствующим количеством граней N_F , в том числе граничных граней $N_{F,b}$, которые принадлежат границе расчётной области. В центрах расчётных ячеек рассчитываются все интересные характеристики топочной среды.

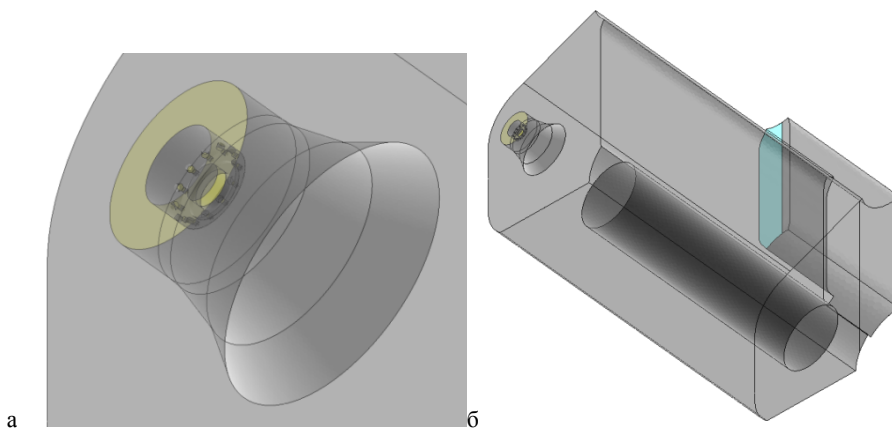


Рис. 1. Расчётные модели: а – модель горелки; б – модель топки котла

В центрах граничных граней рассчитываются температура стенки внутри и снаружи топки, а также плотность радиационного и конвективного потока на стенку. В настоящей модели количество ячеек и граней составляет: $N_V = 452\,533$; $N_F = 2\,985\,607$; $N_{F,b}$ – не контролируется.

Расчёты выполнялись также согласно нормативному методу аэродинамического расчёта котлов [11].

Основные результаты и их анализ. Номинальная паропроизводительность 10 т/ч (100 %). На данном режиме расход газа составляет 718 м³/ч, а расход воздуха – 8008 м³/ч [1, 2]. Коэффициент избытка воздуха составил $\alpha_v = 1,1$. Распределение скорости и давления топочных газов вдоль оси горелки в горизонтальной и вертикальной плоскостях показано на рис. 2, а, б.

Скорость газов в топочном объёме на оси горелки достигает значений 25-45 м/с. Вблизи экранных поверхностей скорость топочных газов ниже и составляет 10-15 м/с. Наблюдаются обратные течения продуктов сгорания в верхней зоне горения топки.

Температура газов в зоне горения до 2 м топлива составляет 1700-1800 °С, а вблизи стенок понижается до 900-1000 °С. Радиационная плотность теплового потока по глубине топки изменяется от 90 кВт/м² до 127 кВт/м², в верхней зоне топки радиационная плотность теплового потока понижается до значения 40-50 кВт/м².

На выходе образуются зоны с отрицательным давлением, что приводит к образованию вихрей топочных газов.

На выходе из вихревой горелки профиль аксиальной скорости имеет М-образную форму с провалом в приосевой зоне и смещённом максимуме скорости к периферии факела, откуда газы увлекаются в зоне рециркуляции.

Как видно, статическое давление на оси топки в зоне горения пониженное и составляет 10-20 Па, а в области вблизи фронта горения давление более высокое – 50-60 Па. На расстоянии 0,5 м от среза горелки статическое давление изменяется от 10 Па до 35-40 Па.

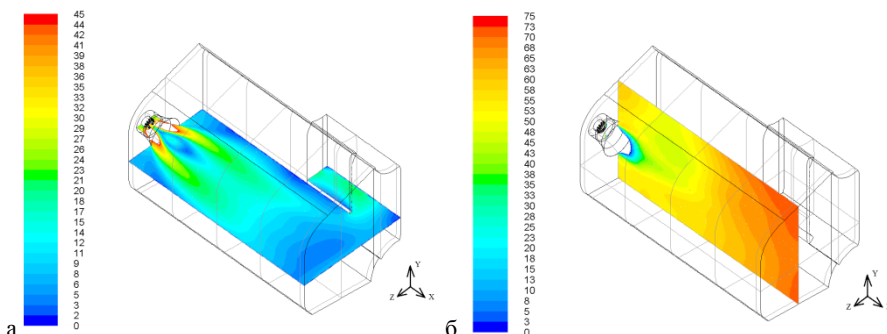


Рис.2. Распределение скорости и давления топочных газов вдоль оси горелки в горизонтальной и вертикальной плоскостях: а – распределение скорости газового потока в горизонтальном сечении; б – распределение давления газов в вертикальном сечении

На расстоянии до 2 м от среза горелки наблюдается область пониженного давления 35-40 Па над факелом, которая вызывает образование обратных токов продуктов сгорания в зону дожигания топлива.

Статическое давление повышается от 26,2 Па до 71,3 Па, а полное давления понижается от 126,1 Па до 74,3 Па. Потери давления в топке составляют 51,8 Па. Среднее значение скорости газов изменяется от 26,3 м/с до 4,5 м/с на выходе из топки.

Пониженная мощность котла (50 %). Снижение паропроизводительности котла моделировалось уменьшением расхода природного газа и воздуха через горелку. При данном режиме расход газа составил 359 м³/ч, а расход воздуха 4004 м³/ч. Коэффициент избытка воздуха составил $\alpha_v = 1,1$. Результаты расчётов показаны на рис. 3, а,б.

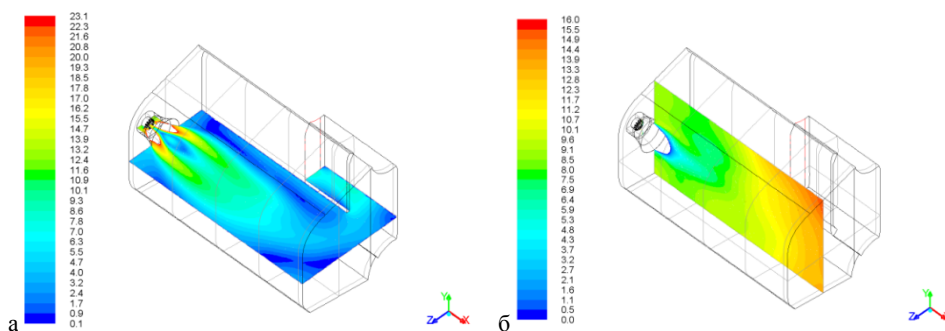


Рис.3. Результаты расчётов при мощности котла 50 %: а – распределение скорости газового потока в горизонтальном сечении; б – распределение давления газов в вертикальном сечении

Скорость истечения топливно-воздушной смеси понижается и на оси горелки составляет 22-14 м/с. Вблизи боковых экранных поверхностей скорость газов составляет 9-5 м/с.

На расстоянии до 2 м от среза горелки газы движутся вдоль верхней центральной части топки, а температура газов составляет 1600-1800 °С.

В промежутке от 1,5 м до 2,5 м по глубине топки экранные поверхности бу-

дут работать в условиях повышенной тепловой нагрузки 80-92 кВт/м². Заполнение продуктами сгорания топочного объёма снижается и нижняя часть объёма топки имеет более низкую температуру 800-900 °С, а нижние экранные поверхности – более низкую тепловую нагрузку 45-70 кВт/м².

Статическое давление повышается от 1,6 Па до 13,6 Па, а полное давление понижается от 26,2 Па до 14,2 Па. Область пониженного статического давления увеличивается до 1,5 м от среза горелки и сливается с областью над факелом горения, что увеличивает количество обратных токов продуктов сгорания. Потери давления в топке составляет 12,0 Па. Среднее значение скорости газов изменяется от 13,1 до 2,0 м/с на выходе из топки.

Пониженная мощность котла (15 %). При данном режиме расход газа составил 107,7 м³/ч, а расход воздуха 1200,6 м³/ч. Коэффициент избытка воздуха составил $\alpha_b = 1,1$. Результаты распределения скорости газов и давления представлены на рис. 4, а,б.

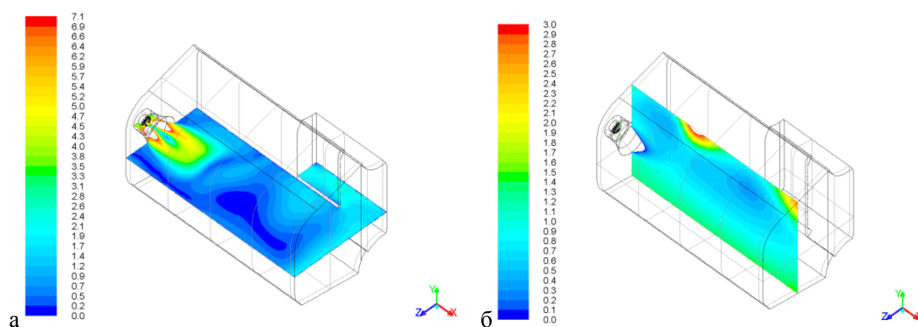


Рис.4. Результаты расчётов при мощности котла 15 %: а – распределение скорости газового потока в горизонтальном сечении; б – распределение давления газов в вертикальном сечении

Как видно, длина факела составляет 0,8-1,0 м. Факел «всплывает» к верху топки на расстоянии 0,5-1,0 м от среза горелки и в диапазоне от 1,5 м до 3 м глубины топки наблюдается температура 1200-1250 °С, а тепловой поток 20-25 кВт/м². В нижней области топки температура газов составляет 600-700 °С, а радиационная плотность теплового потока составляет 15-20 кВт/м², скорость газов снижается от 7 до 5 м/с в зоне горения топлива и до 1,5-2 м/с вблизи экранных поверхностей. На расстоянии 1,5 м плотность радиационного потока в верхней зоне топки составляет 50-55 кВт/м². Заполнение объёма топочными газами составляет около 20 %.

Статическое давление повышается от 0,46 Па до 1,58 Па, а полное давление понижается от 2,14 до 1,96 Па. Потери давления в топке составляют 0,18 Па. Среднее значение скорости газов изменяется от 3,3 м/с до 1,35 м/с на выходе из топки.

Выводы. Результаты численного моделирования аэродинамических процессов в топке водотрубного парового котла ДЕ-10/14 показывают, что изменение режимов эксплуатации существенно влияет на температурные условия экранных поверхностей. При этом изменяется радиационная плотность тепловых потоков по площади экранных поверхностей от 127 кВт/м² (100 %) до 20 кВт/м²

(15 %), что вызывает значительные температурные напряжения в материале стенок теплообменных труб. В закрученном потоке статическое давление ниже атмосферного, при этом максимум разрежения находится на оси, а вблизи границы – приближается к давлению окружающей среды. Аэродинамическая структура закрученной струи определяется границами струи, углом раскрытия струи, зоной обратных токов на оси, дальностью, неравномерностью распределения скорости. Установлено, что аэродинамическое сопротивление топки котла определяется в основном местным сопротивлением на выходе из горелки и сопротивлением вихря зоны рециркуляции.

Перспективы дальнейших исследований. Опыт эксплуатации водотрубных паровых котлов ДЕ-10/14 показал недостаточную эффективность горелочных устройств типа ГМГ-7. Газомазутные горелки ГМГ-7 не обеспечивают высокую скорость газов в топке котла и эффективность теплообмена с теплопринимающими экранными поверхностями. Реконструкция газогорелочного устройства позволяет произвести малозатратную реконструкцию котлов ДЕ-10/14. Поэтому исследование аэродинамических процессов в топке котла является перспективной задачей.

Литература

1. Монастырищенский машиностроительный завод [“Электронный ресурс”. – Электрон. данные. – Монастырище, 2016. – Режим доступа: <http://mmzavod.com.ua> . – Заглавие с экрана. – Дата обращения 10.09.2016
2. Бийский котельный завод [“Электронный ресурс”. – Электрон. данные. – Бийск, 2016. – Режим доступа: <http://www.bikz.ru> . – Заглавие с экрана. – Дата обращения 10.09.2016
3. Акопьянц Б.Е. Недостатки конструкции промышленных котлов ДКВР-20-13 /Б.Е. Акопьянц // Новости теплоснабжения. – 2000. – №4. – с. 10-11.
4. Новые решения. Модернизация водотрубных котлов, <http://www.weishaupt.kiev.ua>
5. Ахмедов Р.Б. Аэродинамика закрученной струи /Р. Б. Ахмедов, Т. Б. Балагула, Ф. К. Рашидов, А. Ю. Сокаев. – М.: Энергия, 1977. – 240с.
6. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен /Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер.– М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.
7. Jakobsen H. A. ChemicalReactorModeling /H. A. Jakobsen. – Springer, 2008. – 1244 p.
8. Peters N. Turbulentcombustion /N Peters. – CambridgeUniversityPress, 2000. – 304p.
9. Суржиков С. Т. Тепловое излучение газов и плазмы /С. Т. Суржиков. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 544 с.
10. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости /К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – Т. 1. – 502 с.
11. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости /С Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
12. Аэродинамический расчёт котлов. Нормативный метод. – Спб.: изд-во Энергия, 1977. – 256с.
13. Басок Б. И. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла с вторичным излучателем / Б. И. Басок, В. Г. Демченко, М. П. Мартыненко // Промышленная теплотехника. – 2006. – №1. – с.17-22.

14. Герман М. Л. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой /М. Л. Герман, В. А. Бородуля, Е. Ф. Ноготов, Г. И. Пальченко// Теплообмен ММФ-2000: Труды IV Минского Междунар. форума. – Минск, 2000. Т.2. – С.21-30.

15. Хаустов С. А. Численное исследование аэродинамики жаротрубной топки с реверсивным факелом/ С. А. Хаустов, А. С. Заворин // Известия Томского политехнического университета. – 2013. Том 323. – № 4.

16. Гиль А. В. Исследования аэродинамики и горения в топке котла БКЗ-420-140 применительно к вариантам замещения проектного топлива /А. В. Гиль, А. С. Заворин, С. В. Красильников, С. В. Обухов, А. В. Старченко // Известия Томского политехнического университета. – 2007. Том 310. – № 1. – с. 175-181.

References

1. *Monastyrishenskiy mashynostroitelnyi zavod*, <http://mmzavod.com.ua>. Accessed 10.09.2016.

2. *Biiskiy kotelnyi zavod*, <http://www.bikz.ru>. Accessed 10.09.2016.

3. Акopyанс В.Е. “Nedostatki konstruktsii promyshlennykh kotlov DKVR-20-13.” *Novos-titeplosnabzheniya*, no. 4, 2000.

4. *Novyyeresheniya. Modernizatsiyavodotrubnykhkotlov*, <http://www.weishaupt.kiev.ua>.

5. Akhmedov R. B., Balagula T. B., Rasydov F. K., Sokaev A. Yu. *Aerodinamika zakruchennoi strui*. Energiia, 1977.

6. Anderson D., Tannehil G., Pletcher R. *Vychislitel'naya gidromekhanika i teploobmen*. Mir, 1990.

7. Jakobsen H. A. *Chemical Reactor Modeling*. Springer, 2008.

8. Peters N. *Turbulent combustion*. Cambridge University Press, 2000.

9. Surgukov S. T. *Teplovoe izluchenie gazov i plazmy*. Izd-vo MGTU im. Baumana, 2004.

10. Fletcher K. *Vychislitel'nye metody v dinamike zhydkosti*. Mir, 1991.

11. Patankar S. *Chislennyye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti*. Energoatomizdat, 1984.

12. *Aerodinamicheskii raschet kotlov. Normativnyi metod*. izd-vo Energiya, 1977.

13. Basok B. I. “Chislennoe modelirovanie processov aerodynamiki v topke vodogreynogo kotla s vtorychnym izluchatelem.” *Promyshlennaya teplotekhnika*, no. 1, 2006.

14. German M. L. “Inzhenernyi metod rascheta temperaturnogo rezhyma zharotrubnykh kotlov s tupikovoii topkoi.” *Teplomassoobmen MМF-2000: Trudy IV Minskogo Mezhdunarodnogo foruma*. Vol. 2, 2000.

15. Khaustov S. A. “Chislennoe issledovanie aerodynamiki zharotrubnoi topki s reversivnym fakelom.” *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, vol. 323, no. 4, 2013.

16. Gil A.V. Issledovaniia aerodynamiki i goreniiia v topke kotla BKZ-420-140 primenitelno k variantam zamescheniia proektnogo topliva. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, vol. 310, no. 1, 2007.

УДК 621.184.004

Чисельне дослідження аеродинамічних процесів у топці водотрубного парового котла при різних експлуатаційних режимах

А. О. Редько¹, А. В. Давіденко², С. В. Павловський³, Н. В. Кулікова⁴,
І. О. Редько⁵

¹д.т.н., проф. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, andrey.ua-mail@mail.ru

²асп. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, anastasiya.vyacheslavovna92@mail.ru

³к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, pavlovskiy_s@mail.ru

⁴к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, natikkulikova@rambler.ru

⁵к.т.н., доц. Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, м. Харків, Україна, germes_s@mail.ru

Анотація. Наведено результати чисельного дослідження аеродинаміки топки водотрубного парового котла ДЕ-10/14. У котлі розміщена вихровий газомазутний пальник ГМГ-7 продуктивністю 718 м³/год за природним газом. Виконано розрахунки полів розподілу температури топкових газів, щільності теплового потоку на екранні трубчасті поверхні, швидкості і тиску газів у топковому об'ємі. Показано вплив аеродинамічних процесів на теплообмін у топці котла при різних експлуатаційних режимах (номінальній потужності, 50 % і 15 % паропроductивності).

Ключові слова: чисельне дослідження, аеродинаміка, топка, паровий котел.

UDC 621.184.004

Numerical Study of Aerodynamic Processes in the Furnace Water-tube Boiler at Different Operating Conditions

A. Redko¹, A. Davidenko², S. Pavlovskiy³, N. Kulikova⁴, I. Redko⁵

¹Sc.D, professor. Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine, andrey.ua-mail@mail.ru

²Post-graduate student. Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine, anastasiya.vyacheslavovna92@mail.ru

³PhD, assistant professor. Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine, pavlovskiy_s@mail.ru

⁴PhD, assistant professor. Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine, natikkulikova@rambler.ru

⁵PhD, associate professor. O. M. Beketov National University of Urban Economy, Kharkiv, Ukraine, germes_s@mail.ru

Abstract: The results of numerical studies of aerodynamics of the furnace of water-tube steam boiler DE-10/14 are presented. The boiler is equipped by vortex gas-oil burner GMG-7 performing 718 m³/h of natural gas. Calculations of the flue gas temperature distribution fields,

the heat flow density on the surface of the tubular screen, velocity and pressure of the gases in the combustion volume are performed. The influence of aerodynamic processes on heat transfer in the boiler furnace at different operating conditions (power rating of 50% and 15% steam) is shown.

Keywords: numerical study, aerodynamics, furnace, steam boiler, heat transfer.

Надійшла до редакції 15 вересня 2016 р.

УДК 627.577

Оцінка потенціалу стічних вод у теплонасосних установках індивідуального будинку

В. А. Волощук¹, О. О. Грицина², М. В. Бляшина³, В. С. Жукова⁴,

¹к.т.н., докторант. Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", м. Київ, Україна, volodya-28@yandex.ru

²к.т.н., доц. Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, o.o.hrytsyna@nuwm.edu.ua

³к.т.н., асист. Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, mariya_m2007@ukr.net

⁴к.т.н., ст. викл. Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", м. Київ, Україна, veronika_vv@ukr.net

В роботі виконана попередня оцінка можливості використання стічних вод індивідуального будинку як низькопотенційного джерела для теплонасосної установки. На основі розв'язання рівнянь енергетичного балансу, теплопередачі та аналізу термодинамічного циклу теплового насоса показано, що дане джерело, в основному, можна розглядати як можливість підвищення ефективності та надійності роботи даної установки. Частка покриття теплових потреб будинку такою енергією є незначною і складає для умов України 8...15%. Хоча її можна збільшити до 30...40% за рахунок існуючих технологій підвищення енергоефективності будинку. Запропоновані та у першому наближенні проаналізовані можливі рішення використання потенціалу стічних вод індивідуального будинку у схемах його теплозабезпечення.

Ключові слова: стічні води, індивідуальний будинок, теплонасосна установка.

Вступ. Теплонасосні технології на сьогодні є одними з найбільш перспективних для забезпечення теплових потреб різних сфер діяльності людини [1-5]. При цьому, дані установки передбачають підвищення температурного рівня низькопотенційних джерел енергії (грунту, повітря, води тощо) до значень, можливих для використання в різних технологічних процесах (нагрів води системи опалення та гарячого водопостачання, сушіння матеріалів тощо). На сьогодні відомий та апробований досить широкий спектр техніко-технологічних схем з улаштування теплонасосних систем [1-5].

Актуальність дослідження. Перспективними при цьому є рішення, що передбачають використання енергії стічних вод різних процесів як низькопотенційного джерела для теплонасосної установки [2]. Одна з основних переваг цього рішення є відносно висока температура такого джерела.

Останні дослідження та публікації. Однією з класифікацій схем використання енергії стічних вод є їхній поділ залежно від розміщення місця утилізації енергії: безпосередньо в індивідуальному будинку, у колекторах системи водовідведення населених пунктів та на очисних станціях [6, 7]. Зазвичай, безпосередньо в будинку таку утилізацію реалізують за рахунок попереднього нагріву води ГВП у теплообміннику [6, 7].

У роботі [7] вказано, що енергією стічних вод житлових будинків можна забезпечити від 15 до 30 % їхніх потреб на теплозабезпечення.

Як показав аналіз, поки що в літературних джерелах міститься недостатньо інформації стосовно кількісної оцінки можливостей техніко-технологічних рішень з використання енергії стічних вод для роботи теплонасосних систем в індивідуальних будинках з різними теплотехнічними характеристиками.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є визначення частки покриття теплозабезпечення індивідуального будинку з різними теплотехнічними характеристиками енергією його стічних вод та розробка й попередня оцінка можливих схемних рішень використання таких теплоносіїв як низькопотенційного джерела для теплонасосних установок.

Методологія дослідження. При аналізі розглядається двоповерховий будинок на одну сім'ю із загальною опалювальною площею 150 м². Вихідні теплотехнічні параметри є такими: усереднене значення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожень складає 1,5 (м²·К)/Вт; значення приведенного опору теплопередачі прозорих огорожень становить 0,6 (м²·К)/Вт; кратність повітрообміну прийнята рівною 0,5 год⁻¹; внутрішні тепловиділення рівні 5 Вт/м²; температура повітря всередині будівлі приймається постійною і рівною 18 °С; частка засклення південного, західного та східного фасадів складає 30 %, а північного – 20 %. У початковому варіанті вентиляція будівлі є природною за рахунок інфільтрації через нещільності. У роботі також розглядався варіант підвищення теплотехнічних характеристик будинку до значень технічно можливих на сьогоднішній день. Теплотехнічні характеристики змінювалися відповідно до даних таблиці.

Таблиця

Зміна теплотехнічних характеристик будинку при проведенні чисельних досліджень

Характеристики будинку	Низькі теплотехнічні характеристики	Підвищені теплотехнічні характеристики
1	2	3
Усереднене значення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожень, (м ² ·К)/Вт	1,5	4,0
Приведений опір теплопередачі прозорих огорожень, (м ² ·К)/Вт	0,6	1,0
Коефіцієнт пропускання сонячної енергії прозорими огороженнями	0,6	0,7
Вентиляція	За рахунок інфільтрації	Механічна з ефективною рекуперацією 0,9

Для забезпечення гарячого водопостачання передбачений щодобовий на-

грів 150 літрів води від 10 °С до 50 °С. Якщо нагрів такої кількості води відбувається за 3 – 7 годин, то необхідно додатково передбачити 2,3 – 1,0 кВт встановленої теплової потужності.

Приймається, що добовий об'єм стічних вод становить від 1,5 до 2,0 м³. Температура такої води прийнята рівною 20...25 °С [2, 6, 7].

При аналізі можливих рішень використовувались рівняння теплових балансів та теплопередачі [5, 8]. Робота теплового насоса аналізувалася шляхом розрахунку його термодинамічного циклу [5].

Зазвичай теплонасосна установка покриває не всю встановлену теплову потужність споживача. Частина навантажень забезпечується додатково так званими піковими догрівачами. Доцільність влаштування бівалентних систем теплозабезпечення будівель обґрунтовують ряд авторів [9, 10, 11 та ін.]. У даній роботі ця особливість також врахована.

Результати та аналіз. Результати розрахунків показали, що загальна встановлена потужність будинку із початковими теплотехнічними характеристиками становить 20 кВт [8]. Щорічні потреби енергії для теплозабезпечення такого будинку рівні 28000 кВт·год. Якщо передбачити рішення з використання енергії стічних вод цього будинку, то, як показує аналіз, при охолодженні добового об'єму такої води на 5...10 °С можна покрити 8...15 % щорічних потреб енергії на забезпечення опалення та ГВП будинку теплом.

При підвищенні теплотехнічних характеристик будинку відповідно до даних, наведених у таблиці, встановлена теплова потужність знизиться до 9 кВт, а щорічні потреби енергії на теплозабезпечення – до 6000 кВт·год. При цьому, можливість покриття цих щорічних потреб на опалення та ГВП за рахунок енергії стічних вод складе вже 30...40 %.

Для можливості використання енергії стічних вод індивідуального будинку в роботі розроблено декілька рішень та виконана попередня оцінка їхньої ефективності.

Як показує аналіз, при використанні добового скиду води, можна забезпечити від 0,5 до 1,0 кВт добової теплової потужності системи опалення та ГВП будинку. По відношенню до встановленої теплової потужності будинку це є незначним. Тобто з точки зору зниження встановленої потужності джерела теплозабезпечення будинку за рахунок охолодження стічних вод можливості тут невеликі.

Разом з тим, у даному випадку можна використати вищий температурний рівень такого джерела (20...25 °С) порівняно з іншими існуючими низькопотенційними джерелами енергії (грунт, природна водойма, повітря).

Наприклад, за рахунок охолодження стічних вод проміжним теплоносієм можна передбачити підмішування останнього з основним потоком теплоносія ґрунтового теплообмінника теплового насоса. Принципова схема такого можливого рішення показана на рис. 1, а. У даному випадку, за рахунок вищої температури теплоносія енергії стічних вод можна було б підвищити температуру теплоносія на вході у випарник. А це, у свою чергу, може підвищити коефіцієнт перетворення теплового насоса.

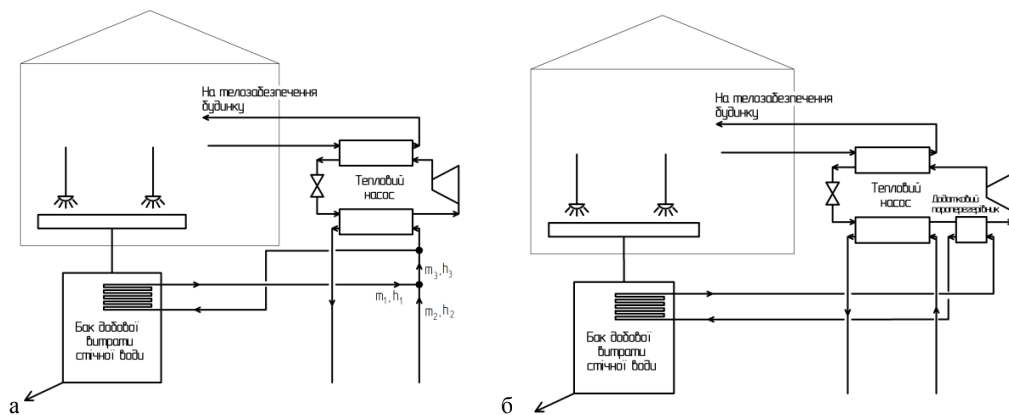


Рис. 1. Можливі схемні рішення використання стічних вод індивідуального будинку в якості низькопотенційного джерела для теплонасосної системи

Хоча тут варто відзначити, що співвідношення витрат теплоносіїв до змішування є досить великим. Тому суттєвого підвищення температури після змішування очікувати не варто.

Тепловий баланс вузла змішування (див. рис. 1, а) буде мати вигляд

$$h_1 m_1 + h_2 m_2 = h_3 (m_1 + m_2), \quad (1)$$

де h_1, h_2, h_3 – відповідно ентальпія теплоносія енергії стічних вод, основного теплоносія та теплоносія після змішування, кДж/кг; m_1, m_2, m_3 – відповідно, масові витрати цих теплоносіїв, кг/с.

Тоді для умов даного індивідуального будинку можна отримати підвищення температури теплоносія після змішування на 1...2 °С. При цьому є можливість забезпечити більше зростання цієї температури впродовж тих періодів опалювального сезону, де теплове навантаження нижче, шляхом зниження витрати основного теплоносія від ґрунтового колектора за рахунок системи автоматичного регулювання.

На рис. 2 наведені графіки залежності коефіцієнта перетворення теплового насоса (COP) від температури теплоносія низькотемпературного джерела енергії на вході у випарник для найбільш розповсюджених на сьогодні робочих тіл: R134a, R407c, R410a, R404a. Із рис. 2 видно, що практично незалежно від виду робочого тіла, при підвищенні температури теплоносія низькотемпературного джерела на 1 °С має місце зростання коефіцієнта перетворення теплового насоса на 0,15 абсолютних одиниць.

Отже, як показує попередній аналіз, при реалізації рішення з підмішування теплоносія енергії стічних вод індивідуального будинку з основним потоком теплоносія ґрунтового колектора теплового насоса є можливість підвищення коефіцієнта перетворення останнього на 0,15...0,30 абсолютних одиниць.

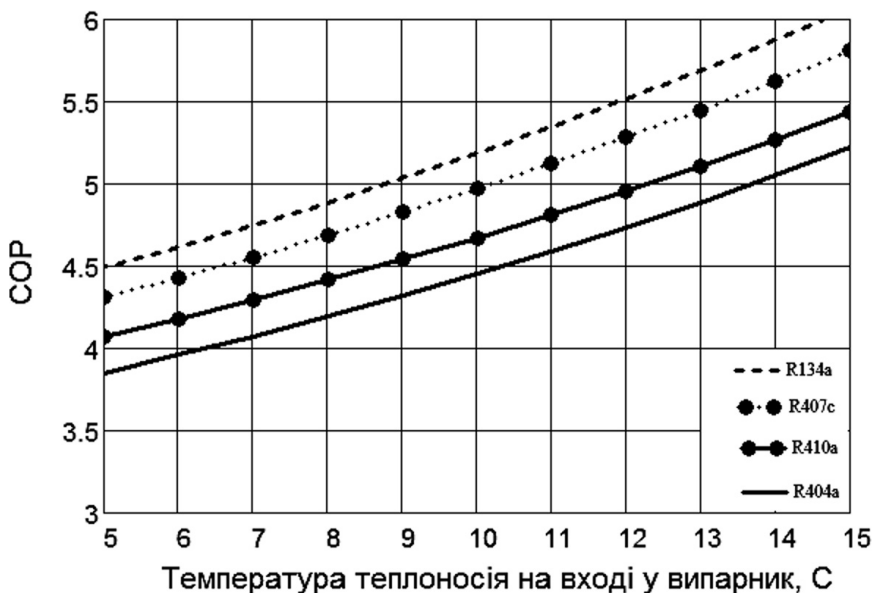


Рис. 2. Залежність коефіцієнта перетворення теплового насоса (COP) від температури теплоносія низькопотенційного джерела на вході у випарник

Іншим можливим рішенням могло б бути влаштування окремого теплообмінника після випарника теплового насосу по ходу робочого тіла для забезпечення його додаткового перегріву перед надходженням у компресор за рахунок проміжного теплоносія енергії стічних вод (рис. 1, б).

На рис. 3 показані цикли теплового насоса без перегріву робочого тіла у випарнику та з перегрівом. Як бачимо із даних графіків, перегрів робочого тіла може збільшити питому роботу стискання в компресорі від $l_{comp,1}$ до $l_{comp,2}$. Але, як видно із рис. 3, кількість питомої теплоти, що віддається в конденсаторі, також зростає від $q_{out,1}$ до $q_{out,2}$. У результаті можна забезпечити підвищення коефіцієнта перетворення теплового насосу.

Як показує попередній аналіз для умов даного будинку, влаштування додаткового пароперегрівника після випарника теплового насосу забезпечує підвищення коефіцієнта перетворення теплового насоса на 0,1...0,2 абсолютних одиниць. Але основною перевагою такого рішення є підвищення ефективності та надійності компресора. Відомо, що надходження пари в компресор навіть з невеликою кількістю вологи суттєво погіршує його ефективність, умови експлуатації та надійність [5]. Крім того, оскільки в запропонованій схемі теплоносієм енергії стічних вод циркулює в окремому контурі, то дане рішення можна застосовувати не тільки для теплових насосів типу «грунт-вода» або «вода-вода», але і для типу «повітря-вода». В останньому випадку, через нижчі температури кипіння робочого тіла у випарнику, можна забезпечити його більший перегрів у такому пароперегрівнику.

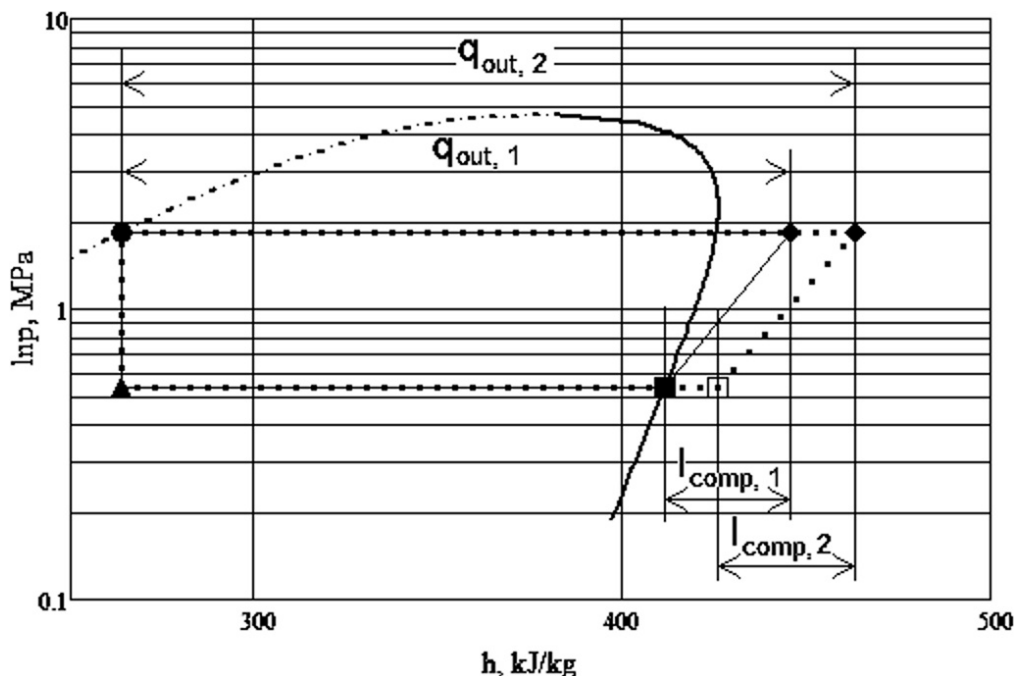


Рис. 3. p,h – діаграма циклу теплового насоса без та з перегрівом робочого тіла після випарника

Отже, як показує аналіз, основною перевагою використання теплонасосною установкою енергії стічних вод безпосередньо у будинку є їхня відносно висока температура. А це можна використати, у першу чергу, для підвищення ефективності та надійності роботи теплового насоса.

Висновки. У роботі зроблена попередня оцінка можливості використання енергії стічних вод індивідуального будинку для роботи теплонасосної установки.

Аналіз показав, що, в загальному випадку, за рахунок утилізації енергії таких вод можна забезпечити від 8 до 40 % щорічних потреб будинку на його теплозабезпечення. Більша частка покриття потреб відповідає будинку з підвищеними теплотехнічними характеристиками.

Запропоновано рішення, які передбачають підмішування теплоносія енергії стічних вод з теплоносієм основного низькопотенційного джерела теплонасосної системи або забезпечення енергією цих вод додаткового перегріву робочого тіла після випарника теплового насоса. Для теплонасосної установки дані рішення в першу чергу забезпечують підвищення її ефективності, зокрема коефіцієнта перетворення на 0,1...0,3 абсолютних одиниць, та надійності й довговічності роботи.

Перспективи подальших досліджень. У подальшому передбачається теоретичне та експериментальне дослідження запропонованих рішень з урахуванням режимів роботи системи очищення та відводу відводу стічних вод, теплових режимів будинку та системи теплозабезпечення.

Подяки. Стаття підготовлена в рамках виконання проекту “Комплекс

ресурсозберігаючих технологій з очищення стічних вод та використання тепла стічних вод цивільних та військових об'єктів” (номер державної реєстрації НДР 0116U007384).

Література

1. Ni L. A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade / L. Ni, J. Dong, Y. Yao, Ch. Shen, D. Qv, Xu. Zhang // *Renewable Energy*. – 2015. –Vol. 84. – P. 30–45.
2. Hepbasli A. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems / A. Hepbasli, E. Biyik, O. Ekren, H. Gunerhan, M. Araz // *Energy Conversion and Management*. – 2014. –Vol. 88. – P. 700–722.
3. Colak N. A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments / N. Colak, A. Hepbasli // *Energy Conversion and Management*. – 2009. –Vol. 50. – P. 2187–2199.
4. Zhai X.Q. A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems / X.Q. Zhai, M. Qu, X. Yu, Y. Yang, R.Z. Wang // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2011. –Vol. 15. – P. 3133–3140.
5. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.
6. Culha O. Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review / O. Culha, H. Gunerhan, E. Biyik, O. Ekren, A. Hepbasli // *Energy and Buildings*. – 2015. –Vol. 104. – P. 215–232.
7. Schmid F. Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chillers / F. Schmid // *Proceedings of the 9th IEA Heat Pump Conference*. Zürich, May, 19-23, 2008. – Zürich, 2008. – P. 1-12.
8. Малявина Е. Г. Теплотери здания: справочное пособие / Е. Г. Малявина. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. – 144 с.
9. Кузнецов М.А. Эсерго-экономическое обоснование применения теплонасосных установок в технологических процессах промышленности и коммунальной теплоэнергетики: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Кузнецов Михаил Александрович; Национальная академия наук Украины, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного - Харьков, 2012. – 164 с.
10. Арсеньев В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навч. посіб. / В.М. Арсеньев. – Суми: СумДУ, 2011. – 283 с.
11. Волощук В.А. Техніко-економічна оптимізація переходу на теплопостачання із використанням теплового насоса / В.А. Волощук, М.А. Мартиняк, Й.С. Мисак // *Вісник інженерної академії України*. – 2014. – № 2. – с. 259–265.

References

1. Ni L. “A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade.” *Renewable Energy*, vol. 84, 2015, P. 30–45.
2. Hepbasli A. “A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems.” *Energy Conversion and Management*, vol. 88, 2014, P. 700–722.
3. Colak N. “A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments.” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, 2009, P. 2187–2199.
4. Zhai X. Q. “A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, 2011,

pp. 3133–3140.

5. Morozyuk, T. V. *Teoriya holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov*. Negociant, 2006. Print.

6. Culha O. “Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review.” *Energy and Buildings*, vol. 104, 2015, pp. 215–232.

7. Schmid F. “Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chillers.” *The 9th IEA Heat Pump Conference, Zürich, May, 19-23, 2008*, 2008, pp. 1-12.

8. Maliavina E. G. *Teplotopieri zdaniia: spravochnoie posobiie*. ABOK-PRESS, 2007. Print.

9. Kuznyetsov M. A. *Eksergo-ekonomonicheskoe obosnovaniie primienieniia teplonasosnyh ustanovok v technologicheskikh protsesah promyshlennosti i kommunalnoi teploenergetiki*. Diss. National Academy of Sciences of Ukraine. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems, 2012.

10. Arseniev V. M. *Teplonasosna tekhnologiiia energozberezheniia*. SumGU, 2011.

11. Voloshchuk V.A. “*Tehniko-ekonomichna optymizatsiia perehodu na teplopостачання iz vykorystanniam teplovogo nasosa.*” *Visnyk Inzhenernoi Akademii Ukrainy*, no.2, 2014.

УДК 627.577

Оценка потенциала сточных вод в теплонасосных установках индивидуального дома

В.А. Волощук¹, О.О. Грицина², М.В. Бляшина³, В.С. Жукова⁴,

¹к.т.н., докторант. Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского”, г. Киев, Украина, volodya-28@yandex.ru

²к.т.н., доц. Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина, o.o.hrytsyna@nuwm.edu.ua

³к.т.н., ассист. Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина, mariya_m2007@ukr.net

⁴к.т.н., ст. препод. Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского”, г. Киев, Украина, veronika_vv@ukr.net

Аннотация. В работе сделана предварительная оценка возможности использования сточных вод индивидуального дома в качестве низкопотенциального источника для теплонасосной установки. На основании решения уравнений энергетического баланса, теплопередачи и анализа термодинамического цикла теплового насоса показано, что в данном случае этот источник, в основном, можно рассматривать как возможность повышения эффективности и надёжности работы данной установки. Доля покрытия нужд теплообеспечения дома такой энергией является незначительной и составляет для условий Украины 8...15%. Хотя её можно увеличить до 30...40% путём существующих технологий повышения энергоэффективности дома. Предложены и в первом приближении проанализированы возможные решения использования потенциала сточных вод индивидуального дома в схемах его теплообеспечения.

Ключевые слова: сточные воды, индивидуальный дом, теплонасосная установка.

UDC 627.577

Assessment of Domestic Waste Water Potential for In-House Heat Pump Systems

V. Voloshchuk¹, O. Hrytsyna², M. Blyashyna³, V. Zhukova⁴

¹PhD, doctoral student. National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, Ukraine, volodya-28@yandex.ru

²PhD, associate professor. National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine, o.o.hrytsyna@nuwm.edu.ua

³PhD, assistant professor. National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine, mariya_m2007@ukr.net

⁴PhD, senior lecturer. National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, Ukraine, veronika_vv@ukr.net

Abstract. A preliminary assessment of the possibilities of utilizing domestic waste water as a low-temperature source for a heat pump is made in the paper. Based on energy balance and heat transfer equations and analysis of thermodynamic cycle of the heat pump it is shown that in case of domestic usage this source can be regarded mostly as an opportunity to improve the efficiency and reliability of the heat pump. In conditions of Ukraine such type of thermal energy source can cover small share of heat demand – 8...15 %. Although it is possible to increase this share to 30...40 % with the help of existing technologies of improving thermal performance in a building. Possible solutions of utilizing domestic used water in home heating equipment are proposed and analyzed.

Keywords: domestic wastewater, single-family home, heat pump system.

Надійшла до редакції 21 жовтня 2016 р.

УДК 621.327.535

Використання натрієвих ламп з різним складом амальгами розрядної трубки для вирощування томатів у закритому ґрунті

І.А. Велит¹, Д.В. Гузик²

¹к.т.н., доц. Полтавська державна аграрна академія, м. Полтава, Україна, velit_ira@ukr.net

²к.т.н., доц. Національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава, Україна, guzikd@rambler.ru

Анотація. Розглянуто особливості використання різних типів джерел штучного освітлення для світлокультури рослин. Наведено результати досліджень дії випромінювання натрієвих ламп високого тиску з домішками цезію порівняно з іншими джерелами світла. Установлено відмінності в реакціях рослин томатів сортів Де Барао и Гібрид Тарасенко на накопичення пігментів і їх співвідношення.

Постановка проблеми. Підвищення продуктивності овочів в умовах закритого ґрунту – одне з головних завдань виробництва сільськогосподарської продукції. Важливим напрямком підвищення врожайності томатів при зниженні енерговитрат в умовах тепличного господарства є застосування ефективного опромінення рослин штучним світлом. Енергетичну ефективність опромінювальних систем для рослинництва можна досягти використанням високоефективних джерел світла зі спектральним складом випромінювання, який сприятливо впливає на біологічні процеси в рослинах.

Оптимізація основних параметрів оптичного випромінювання (ОВ) при вирощуванні томатів – найважливіше завдання досягнення їх рентабельного виробництва.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Формування структурно-функціональної організації фотосинтетичного апарату, спрямованість метаболічних реакцій і морфогенез рослин [1] залежать від інтенсивності та спектрального складу ОВ. Енергетичний обмін потребує значної кількості пігментів, що поглинають значну частину випромінювання у фотосинтезно активній ділянці спектра. На відміну від енергетичного обміну, реакції фоторегулювання можуть здійснюватися за допомогою дуже малої кількості пігменту, що поглинає незначну частину світла, що падає. Тому велике значення має комплексна оцінка впливу ОВ як окремих, так і різноманітних комбінацій спектральних ділянок фотосинтезно активної радіації (ФАР) [2] на фотосинтезну активність ценозів протягом усього вегетаційного періоду з використанням світлових режимів опромінення з тими спектральними й енергетичними характеристиками, що реально придатні для умов формування повноцінного врожаю [3, 31].

Одним із важливих фізіологічних показників стану рослин є вміст хлорофілу в листках рослин [4]. Говорячи про значення пігментів у житті рослин, К. А. Тімірязев писав: «По суті, що б не робив сільський хазяїн або лісівник, він

насамперед робить хлорофіл і вже за посередництва хлорофілу одержує зерно, волокно, деревину і т.д.» [6]. Ця думка К. А. Тімірязєва набуває особливого значення при вирощуванні рослин за допомогою штучного опромінення. У цьому випадку опромінення рослин зазвичай менше, ніж у природних умовах, тому утворення пігментів більшою мірою залежить від спектрального складу випромінювання. У свою чергу, вміст пігментів у листках в рамках відомих меж визначає поглинання ними енергетичного потоку й інтенсивність фотосинтезу. Фотосинтетичний апарат рослин реагує на різні світлові режими, адаптується і має свою активність [7, 8]. Ступінь стійкості рослин до дії світла різного спектрального складу визначається пігментним складом [4, 5]. У рослині постійно відбувається як її біосинтез, так і руйнування. У більшості вищих рослин утворення хлорофілу відбувається на світлі. Роль світла в біосинтезі хлорофілу досліджено в роботах [5, 9].

Питання про вплив випромінювання ламп різного типу на утворення пігментів у листках вивчене недостатньо. Утворення пігментів пов'язане з величиною фізіологічно активного опромінення. При опроміненні до 20...25 Вт/м² у ряду рослин максимум утворення хлорофілу відповідає випромінюванню в червоній частині спектра, а при 30...70 Вт/м² – у синій [10]. На думку Н.П. Воскресенської [4], утворення пігментів відбувається майже однаково під дією випромінювань як у синій, так і в червоній ділянках спектра. Вивчаючи вплив випромінювання різних ділянок спектра на утворення хлорофілу, дослідники не завжди порівнюють його з дією «білого» світла, тобто випромінювання, яке має однакову спектральну інтенсивність у межах усієї видимої ділянки спектра. Найбільша кількість хлорофілу утворюється при білому світлі й відповідно менша – при червоному, синьому і зеленому [11].

У роботі [12] автори встановили зв'язок продуктивності томатів і співвідношення вмісту хлорофілу a/v , вміст хлорофілу пов'язаний зі ступенем затінення рослин, співвідношення вмісту a/v більше навесні, ніж восени.

Інтенсивність світла і його спектральний склад є одними з багатьох чинників, які визначають не тільки врожайність, але й якість рослинницької продукції [13, 14, 18].

Дослідженнями щодо впливу освітленості на ріст і продуктивність томатів залежно від розподілу світла [9, 15], періодів садіння в різних регіонах [14], термінів [12, 16], щільності садіння і дефоліації [17, 19], забезпеченості поживними речовинами [16], а також додаткового освітлення в період росту розсади [9], цвітіння [12] доведено, що за допомогою цих чинників можна оптимізувати фотосинтез в умовах світлокультури.

На формування врожаю овочевих культур впливає також рівень освітленості на перших етапах онтогенезу рослин [16]. Досліджуючи вплив освітленості при вирощуванні розсади томатів ранніх і пізніх термінів посіву [15], встановили, що додаткове освітлення розсади томатів збільшує ранній збір урожаю: при ранніх термінах посіву він зріс на 36...55%, при пізніх – на 47...100%, що особливо важливо для північних районів.

Вивчення впливу монохроматичного світла на ріст розсади томатів сортів

Etna F1, Zorza [15] засвідчило, що червоне світло інгібує ріст рослин сорту Etna F1 на 69,4 %, блакитне світло – на 27,2 %, сорту Zorza – червоне на 80,2 %, блакитне на 21,8 %. Жовте світло збільшує ріст рослин сорту Etna F1 на 14 %, сорту Zorza – на 3,9 %, зелене – на 9,7 %, жовте – на 10,1 %, відповідно.

При дослідженні впливу оптичного випромінювання на рослини завжди необхідно враховувати, що у фізіологічних процесах (фотосинтез, утворення пігментів, ріст, фотоморфогенез) бере участь тільки та частина випромінювання, що поглинається рослинними тканинами.

Зелений листок у більшості сільськогосподарських рослин нагадує пластинку, площа якої в окремих випадках досягає десятків і сотень квадратних сантиметрів. Товщина листків сягає від кількох десятків до 200...300 мкм. У кожній листковій пластинці є повітряні порожнини і різні органічні й неорганічні включення, які істотно впливають на поглинання листком енергетичного потоку окремих ділянок спектра. Умовно зелений листок можна розглядати як плоский світлофільтр, який пропускає і відбиває потік випромінювання за законами оптики. Однак, на відміну від прозорих скляних світлофільтрів, листок є мутним світлорозсіювачем середовища, що значно ускладнює вимір потоку випромінювання, що пропускається, відбиває і поглинається ним. Спектральні криві пропускання і відбиття енергетичного потоку листками більшості культур показали, що їхні спектральні властивості досить схожі. Як правило, максимум відбиття і пропускання випромінювання знаходиться в зоні зеленої частини спектра (550 нм). Поглинання має два максимуми: один у синьо-фіолетовій (440 нм), а другий – у червоній (близько 660 нм) ділянці спектру [19].

Оптичні властивості листків певною мірою залежать від кута падіння спрямованого випромінювання. При збільшенні кута падіння випромінювання з 30 до 70° коефіцієнт поглинання знижується на 8...10% у блискучих і на 2...4% – у матових листків, що пов'язано зі збільшенням коефіцієнта відбиття і зменшенням коефіцієнта пропускання. Вимір поглиненої листком енергії випромінювання – важка і ще далеко не розв'язана проблема. У міру старіння листка його здатність до поглинання енергетичного потоку зменшується. Швидкість цього процесу в листя в різних умовах опромінення неоднакова, що особливо помітно при штучному опроміненні. Поглинання потоку випромінювання залежить від конструкції установок, які опромінюють, величини опромінення і спектрального складу випромінювання застосовуваних ламп, а також від анатомо-морфологічних та фізіологічних особливостей; воно досить різне у рослин різних видів, сортів і віку.

Рівень впливу «якості» світла на фотосинтез і ростові процеси неоднакові. Швидкість фотосинтезу при вирощуванні рослин у червоній, зеленій або синій ділянках спектра змінюються на 25...30%, а різниця в ростових процесах і накопиченні біомаси може становити 50...90% [20].

На сьогодні для світлокультури рослин застосовують широкий асортимент джерел світла: лампи розжарювання, розрядні лампи низького тиску, розрядні лампи високого тиску. Як видно з робіт [21, 22] кожне джерело має свій спектр випромінювання і по-різному впливає на розвиток рослин.

Натрієві лампи високого тиску (НЛВТ) є найефективнішими джерелами світла. ККД для цих ламп в області ФАР досягає 27%, що в 1,4...2 рази більше, ніж для люмінесцентних ламп низького тиску, у 2,2...2,5 рази більше, ніж для різних ламп високого тиску типу ДРЛФ, та ксенонових ламп, і в 7...8 разів більше за ККД ламп розжарювання. Лампи дуже надійні (середній термін роботи перевищує 12000 годин), мають високу стабільність. Натрієві лампи випромінюють в основному в оранжево-жовтій області спектра. Спектри цих типів ламп наведено на рис. 1.

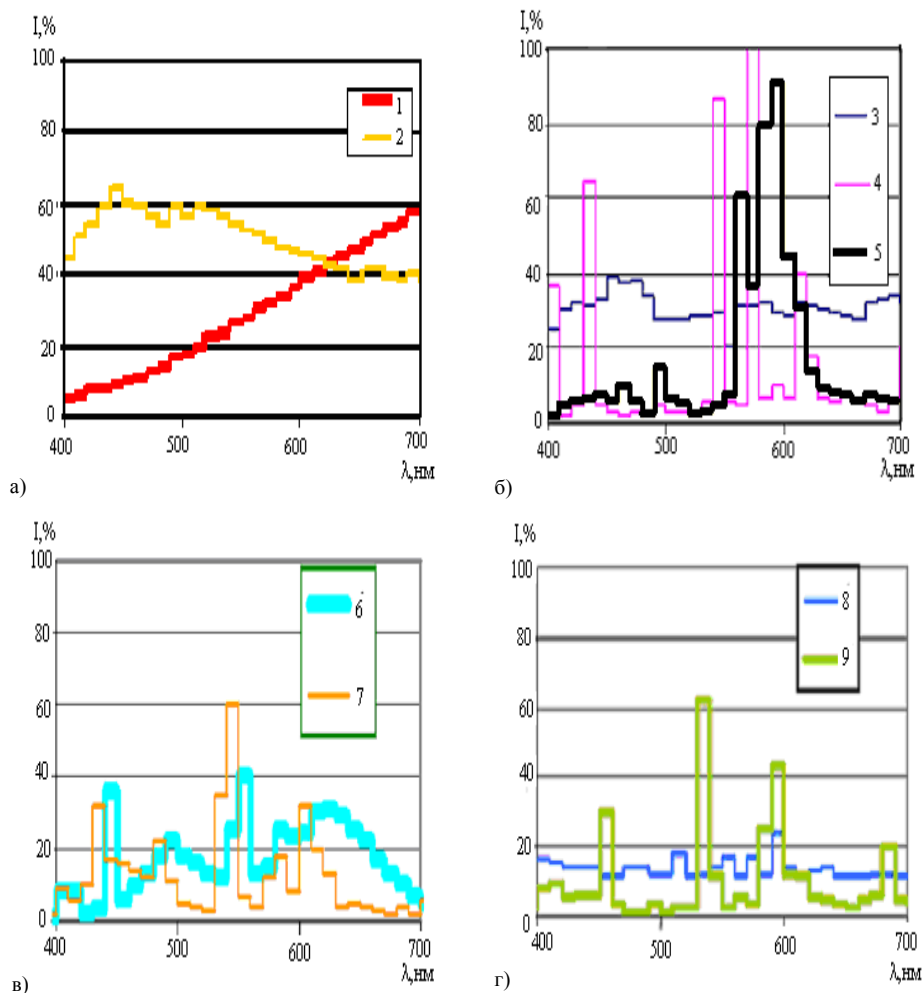


Рис. 1. Спектр випромінювання: а – лампи розжарювання (1) та денного світла (2); б – розрядні лампи: 3 – ксенонова лампа, 4 – ртутна лампа з люмінофорним покриттям на колбі, 5 – натрієва лампа високого тиску; в – люмінесцентні лампи: 6 – «білого» світла, 7 – «денного» світла; г – металогалогенні лампи з добавками галогенів: 8 – Na, Sc, Th, 9 – Na, Tl, In

У спектрі суттєво не вистачає синьої та червоної складових випромінювання, і це є головним недоліком таких ламп. Спектр випромінювання НЛВТ наведено на рис. 1 б. Для вибору обґрунтованих вимог до спектру випромінювання ламп необхідне проведення досліджень щодо впливу опромінення різних областей спектра на ріст і розвиток рослин. Такі дослідження проводилися для різних видів рослин: огірка, томата [23], редису, гороху, пшениці [24]. Як було показано [23], для світлокультури огірка краще випромінювання в діапазонах 500...600 нм і 600...700 нм. Найкращі результати для промислової технології забезпечує спектральне співвідношення

$$E_c : E_z : E_k = (15...20) \% : (35...45) \% : (40...45) \%$$

Істотно інші висновки про кращі спектри були отримані на цензії томату [24]. При випромінюванні в області 600...700 нм продуктивність ценозу томата найвища. Випромінювання в діапазонах 400...500 і 500...600 нм, необхідно в незначних частках, забезпечуючи, очевидно, фотоморфологічні процеси в рослинах. Вимоги до кращих спектральних характеристик для світлокультури томата виглядають так [24]:

$$E_c : E_z : E_k = (10...20)\% : (15...20)\% : (60...75)\%$$

Також залишається нез'ясоване питання про вплив спектрального складу світла на рослини різних сортів одного виду.

У зв'язку з великою значимістю якісних характеристик світла для рослинництва, останнім часом підвищуються вимоги не тільки до світлової ефективності і довговічності, але й до спектрального складу штучних джерел світла.

Для використання НЛВТ у сільському господарстві необхідно оптимізувати спектральний склад випромінювання під конкретну світло-культуру рослин і максимально підвищити променевий потік в цій області ФАР, причому на особливу увагу заслуговують питання впливу різних домішок на спектральні характеристики та експлуатаційні параметри НЛВТ.

Відомі роботи [25, 26] щодо дослідження процесів НЛВТ та з'ясування шляхів їх удосконалення. У роботі [22] проведено аналіз факторів, що впливають на параметри НЛВТ.

Виходячи з того, що випромінювання НЛВТ в ІЧ-області спектра складає 32 %, а випромінювання D-дуплету Na – 25 %, підвищення можливе за рахунок зменшення частки ІЧ-випромінювання, або за рахунок зменшення теплового потоку з відповідним перетворенням енергії в видиме випромінювання. Фактори, котрі впливають на перерозподіл енергії між складовими енергетичного балансу, є діаметр розрядної трубки, температура її стінок і температура розряду. Взаємозв'язок цих факторів потребує їх оптимального вибору.

Метою роботи є дослідження спектральних характеристик натрієвих ламп високого тиску з добавками лужних металів – цезію, калію, рубідію та дії випромінювання високоінтенсивних розрядних натрієвих ламп з добавками цезію

на ріст і розвиток різних сортів томатів.

Методика проведення досліджень. Досліджувались натрієві лампи високого тиску, які були виготовлені на Полтавському заводі газорозрядних ламп. Лампи з розрядними трубками з полікристалічного окису алюмінію – зовнішній діаметр 8,9 мм, міжелектродна відстань – близько 85 мм, наповнювались 25 мг амальгами і ксеноном при холодному тиску близько 20 мм. рт. ст. Склад амальгами натрію з домішками: цезію (Hg-20%, Na-75%, Cs-5%), калію (Hg-20%, Na-79%, K-1%), рубідію (Hg-20%, Na-79%, Rb-1%).

Амальгами Na–Hg–Me були виготовлені з точністю дозування основних компонентів $\pm 0,5\%$. Для одержання амальгами використовувались натрій високої чистоти (ТУ-48-03-54-79) і ртуть марки Р-000. Уміст домішок в амальгамі був від 1 до 10 ат. %. Усього виготовлялося по п'ять зразків ламп з амальгамою кожного складу. Для стабілізації електричних світлових параметрів лампи перед вимірами відпалювалися протягом 100 год. Вимірювання електричних та світлових параметрів виконувалося відповідно до вимог норм [27]. Похибка виміру електричних і світлових параметрів не перевищує 5 %. Виміри спектральних характеристик проводили за допомогою спектрометра ИСП-51 із приймачем ФЭУ-22 (чутливий у діапазоні 400...1200 нм), реєстрацію фотострумів – за допомогою потенціометра КСП-4 та цифрового вольтметра В7-27. Градування установки за спектральною чутливістю проводилося за допомогою лампи СИРШ-8,5-200 вольфрамковою стрічкою. Виміри параметрів ламп виконувалися при зміні потужності лампи P_L від 250 до 600 Вт, перекриваючи діапазон традиційних для стандартних НЛВТ питомих потужностей ($P_1 = 40 \div 60$ Вт/см).

Об'єктом дослідження служили рослини томатів сорту Гібрид Тарасенко і Де Барао. Рослини опромінені світлом ламп із різним спектральним складом випромінювання. Фотоперіод склав 16 годин. Рослини опромінювалися протягом 28 днів. Як джерела світла були обрані натрієві лампи високого тиску з домішками цезію, а також для порівняння, натрієві лампи високого тиску ДНаТ400, ртутні лампи високого тиску з люмінофорним покриттям на колбі ДРЛФ400. Інтенсивність опромінення становила 120 Вт/м². Рівень опромінення визначали за методикою [28]. Вміст пігментів установлювали спектрофотометричним методом [29] на фотометрі КФК-3МП. Усі експериментальні дані оброблені статистично [30]. Зразки листів досліджували на 22-й день.

Результати досліджень. Натрієві лампи високого тиску є найбільш ефективними на сьогодні джерелами світла, оскільки світлова віддача, термін роботи і стабільність за часом – одні з найкращих параметрів серед усіх джерел світла. Натрієві лампи високого тиску мають екологічні переваги над іншими джерелами світла із чисто ртутною основою, оскільки питома кількість ртуті на генерацію одиниці світлового потоку у натрієвих ламп – найменша серед усіх розрядних ламп зі ртутною основою. Переваги натрієвих ламп високого тиску дають можливість та нові перспективи використання цих джерел у тепличному господарстві. Але у НЛВТ 70 % видимого випромінювання цих ламп зосереджене в жовтогарячій та жовтій ділянках спектра. У спектрі суттєво не вистачає синього та червоного випромінювання, і це є головним недоліком цих ламп.

Поліпшення спектрального складу може бути досягнуто введенням у склад амальгами поліпшувальних добавок, тобто таких елементів, у яких потенціали іонізації не вище або хоча б близькі до ϕ_{Na} . Такими елементами будуть лужні метали калій, рубідій, цезій ($\phi = 1,39 \div 2,09$ В). Досліджувались лампи з розрядними трубками діаметром 8,9 мм, міжелектродною відстанню – 85 мм і складом амальгами натрію з домішками цезію (Hg-20 %, Na-75 %, Cs-5 %), калію (Hg-20 %, Na-79 %, K-1 %), рубідію (Hg-20 %, Na-79 %, Rb-1 %).

У результаті проведених експериментів отримані такі результати. Спектральний склад випромінювання ламп з домішками Cs, K, Rb має дещо меншу (порівняно зі стандартними натрієвими лампами високого тиску) в області 500...600 нм і значно більшу інтенсивність у червоній (600...700 нм) та ближній інфрачервоній областях (рис. 2).

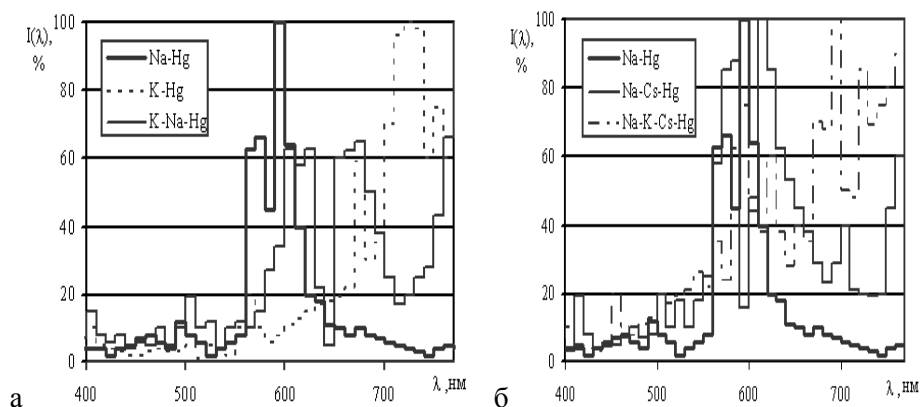


Рис. 2. Розподіл відносної спектральної енергії випромінювання ламп з різним наповненням: а) Na-Hg, K-Hg, K-Na-Hg; б) Na-Hg, Na-Cs-Hg, Na-K-Cs-Hg

У табл. наведені дані про вміст хлорофілу і каротиноїдів (мкг/м сирої маси) у рослинах томата сортів Де Барао і Гібрид Тарасенко, опромінених натрієвою лампою високого тиску потужністю 400 Вт, ртутною лампою високого тиску з люмінофорним покриттям на колбі потужністю 400 Вт, натрій-цезієвою лампою високого тиску потужністю 400 Вт.

Як видно з табл., у 22-денних рослин томатів сортів Де Барао і Гібрид Тарасенко сумарне співвідношення вмісту ($C_a + C_b$) хлорофілу $a(C_a)$ та хлорофілу $b(C_b)$ при опроміненні натрій-цезієвими лампами вище, ніж при використанні ДНаТ 400 та ДРЛФ400 на 1479, 1577 мг/м і 187, 344 мкг/м відповідно. Відношення вмісту хлорофілу a і b (C_a/C_b) при опроміненні натрій-цезієвими лампами, ДНаТ400 і ДРЛФ400 сортів Де Барао і Гібрид Тарасенка збільшувалися на 22-й день за рахунок зміни (зменшення) хлорофілу b , стосовно хлорофілу a . У 22-денних рослинах сорту Де Барао концентрація каротиноїдів (C_k) збільшувалася при опроміненні ДНаТ400 на 156 мкг/г. У сорті Гібрид Тарасенко C_k змінювалося при опроміненні натрій-цезієвими лампами на 754 мкг/г, ДНаТ400 – 53 мкг/г.

Таблиця

Вміст хлорофілу і каротиноїдів (мкг/г) у листках томатів сортів Де Барао і Гібрид Тарасенко, опромінені натрієвою лампою високого тиску потужністю 400 Вт, ртутною лампою високого тиску з люмінофорним покриттям на колбі потужністю 400 Вт, натрій-цезієвою лампою високого тиску потужністю 400 Вт

Сорт томатів	Де Барао				Гібрид Тарасенко			
	ДНаГ 400	ДРЛФ 400	Na-Cs 400	Природ. осв.	ДНаГ 400	ДРЛФ 400	Na-Cs 400	Природ. осв.
День	22	22	22	22	22	22	22	22
Ca	740± 34	681± 34	1217± 176	703± 67	798± 75	713± 38	943± 72	821± 39
Cв	211± 25	172± 67	1213± 258	250± 84	299± 53	227± 77	341± 58	240± 46
Ca + Cв	951± 27	853± 65	243± 351	953± 34	1097± 258	940± 26	1284± 137	1061± 37
Cк	447± 56	261± 32	273± 75	291± 26	323± 84	262± 55	1034± 246	280± 75
Ca / Cв	3,5± 0,41	3,9± 0,22	1± 0,48	2,8± 0,65	2,7± 0,38	3,1± 0,67	2,8± 0,52	3,4± 0,46

Проаналізувавши ріст рослин при додатковому освітленні натрієвими лампами високого тиску з добавками цезію різного складу амальгам, представимо залежність ефективності освітлення рослин від складу амальгам (рис. 3).

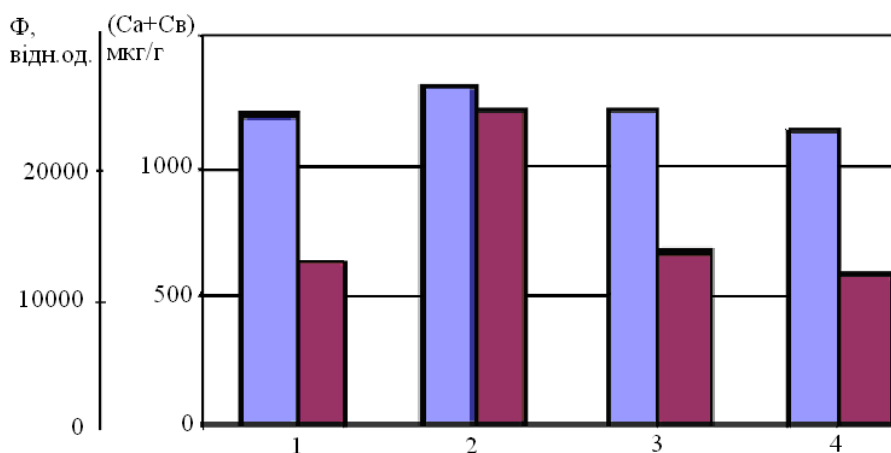


Рис. 3. Вміст пігментів у листках рослин томатів при опроміненні натрієвими лампами з різним наповненням: 1 – (20 ат. % Hg, 77 ат. % Na, 3 ат. % Cs); 2 – (20 ат. % Hg, 75 ат. % Na, 5 ат. % Cs); 3 – (20 ат. % Hg, 73 ат. % Na, 7 ат. % Cs); 4 – (20 ат. % Hg, 70 ат. % Na, 10 ат. % Cs); А – світловий потік випромінювання; Б – сумарний вміст пігментів (Ca + Cв).

Висновки: Вирощування рослин на перших етапах розвитку при опроміненні світлом з різним спектральним складом дало змогу встановити відмінності в реакціях рослин томатів сортів Де Барао і Гібрид Тарасенко на накопичення пігментів і їхнє співвідношення. Виявлено, що сумарний уміст хлорофілу і каротиноїдів у сортах томатів Де Барао і Гібрид Тарасенко при опроміненні натрієвою лампою високого тиску з домішками цезію є вищим в $1,4 \div 2,5$ рази, ніж при опроміненні ДРЛФ400 і ДНаТ400. З'ясовано, що при додатковому освітленні високоінтенсивними розрядними лампами з домішками цезію, які мають склад амальгами (20 ат. % Hg, 75 ат. % Na, 5 ат. % Cs), вирощування рослин на перших етапах розвитку найбільш ефективне.

Література

1. Карначук Р. А. Влияние света на баланс фитогормонов и морфогенез в культуре ткани зародышей пшеницы / Р. А. Карначук, Е.С. Гвоздева // Физиология растений. – 1998. – Т.45. – №2. – с. 289-295.
2. Велит И. А. Влияние спектрального состава света на содержание хлорофилла в листьях томата / И.А. Велит, П.И. Бондарь, Т.В. Сахно, Г.М. Кожушко // Физиология и биохимия культурных растений. – 2004. – Т.36. – №4. – с. 349-355.
3. Тихомиров А. А. Спектры действия и спектральная эффективность фотосинтеза растений тестовом (кратковременным) и длительным воздействием света / А.А.Тихомиров // Физиология и биохимия культурных растений. – 1994. – Т.26. – №4. – с. 352-359.
4. Воскресенская Н. П. Фотосинтез и спектральный состав света / Н.П. Воскресенская. – М.: Наука, 1965. – 308 с.
5. Шлык А. А. Метаболизм хлорофилла в зеленом растении / А. А. Шлык. – Минск. – 1965. – 396 с.
6. Тимирязев К. А. Сочинения / К. А. Тимирязев. – М.: Наука, 1937. – Т. 2. – 220с.
7. Бухов Н.Г. Действие низкоинтенсивного синего и красного света на содержание хлорофилла *a* и *b* и световые кривые фотосинтеза у листьев ячменя / Н.Г. Бухов, В.В. Бондар, И.С. Дроздова // Физиология растений. -1998. -Т.45, №4. -С.507-512.
8. Ушакова С. А. Фотосинтез и дыхание растений, выращенных на красном и белом свете / С.А.Ушакова, А.А.Тихомиров, Э.К. Волкова, Е.Б. Алехина, Е.Н. Заворуева // Физиология растений. – 1997. – Т.44, №3. – с. 367-377.
9. Janes H. W. Alternative greenhouse tomato production: the rutgers single-cluster system / H. W. Janes // Am. Veget. Grower. – 1989. – V. 37, N 8. – P. 14-16.
10. Шульгин И. А. Растение и солнце / И. А. Шульгин. – Л.: Гидрометеоиздат. – 1973. – 251с.
11. Леман В. Е. Курс светокультуры растений / В. Е. Леман. – М.: Высш. школа. – 1976. – 271с.
12. McAvoy R. J. Cumulative light effects on growth and flowering of tomato seedlings / R. J. McAvoy, H. W. Janes // J. Am. Soc. Hortic. Sc. – 1990. – V. 115, N 1. – P. 119-122.
13. Сарычев Г.С. Продуктивность ценозов огурцов и томатов в функции спектральных характеристик ОСУ / Г.С. Сарычев // Светотехника. – 2001. – №2. – с. 27-31.
14. Лычко Г. П. Влияние умов освітленості на врожайність і якість овочевої продукції в теплицях / Г.П. Лычко, Т.А. Набатова // ВСХИЗО – агропром. комплексу. – М.: – 1994. – с. 36-38.
15. Glowacka B. Wplyw swiatla monochromatycznego na wzrost roszady pomidorow / B. Glowacka. // Owoce Warz. Kwiaty. – 2000. – R. 39, N 1. – S. 20.

16. Masson J. Effects of nitrogen fertilization and HPS supplementary lighting on vegetable transplant production. 2. – Yield / J. Masson, N. Tremblay, A. Gosselin // J. Amer. Soc. Hort. Sc. – 1991. – V. 116, N 4. – P. 599-602.
17. Miszalski Z. Response of greenhouse tomato to increased plant densities and defoliation / Z. Miszalski, J. Mydlarz, A. Libik // Bull. Pol. Acad. Sc. – 1989. – V. 37, N 4/6. – P. 91-97.
18. Tremblay N. Influence of supplementary lighting (NRS) on yield and mineral nutrition of tomato plants grown in hydroponic culture / N. Tremblay, M. Trudel, A. Gosselin // In: Proc. Of the 8th Intern. Congr. On soilless culture. – 1984. – P. 697-703.
19. Tazawa S. Effects of various radiant sources on plant growth. Pt 1 / S. Tazawa // JARQ. – 1999. – V.33, N 3. – P. 163-176.
20. Протасова Н. Н. Спектральные характеристики источников света и особенности роста растений в условиях искусственного освещения / Н.Н. Протасова, Дж.М. Уеллс, М.В. Добровольский, Л.Н. Цоглин // Физиология растений. – 1990. – Т.37, №2. – с. 386-396.
21. Айзенберг Ю. Б. Справочная книга по светотехнике / Ю.Б.Айзенберг. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 427с.
22. Рохлин Г. Н. Разрядные источники света / Г.Н. Рохлин. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 720с.
23. Прикупец Л. Б. Оптимизация спектра излучения при выращивании овощей в условиях интенсивной светокультуры / Л.Б. Прикупец, А.А. Тихомиров // Светотехника. – 1992. – №3. – с. 5-7.
24. Лисовский Г. М. Экспериментальная оценка эффективности источников света в светокультуре растений / Г.М.Лисовский, Л.Б.Прикупец, Г.С.Сарычев, Ф.Я.Сидько, А.А. Тихомиров // Светотехника. – 1983. – № 4. – с. 7-9.
25. Велит І. А. Експлуатаційні характеристики високоінтенсивних ламп з добавками цезію, калію, рубідію / І.А.Велит, Ю.П.Петренко, Г.М.Кожушко // Світлотехніка та електроенергетика. – 2004. – №4. – с.13-17.
26. Pichler G. UV, Visible and IR Spectrum of the Cs High Pressure Lamp / G. Pichler, V. Zivcec, R. Beuc, Z. Mrzljak, T. Ban, H. Skenderovic, K. Giinther and J. Liu. // Physica Scripta. – 2003. – Vol. TXX. – P. 1-3.
27. ГОСТ17616 – 82. Лампы электрические. Методы измерения электрических и световых параметров. С изм. №1,2,3. – Действуют с 01.01.1983. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 1996.
28. Тооминг Х. Г. Методика измерения фотосинтетически активной радиации / Х.Г. Тооминг, Б.И. Гуляев. – М.: Наука, 1967. – 144 с.
29. Починок Х. Н. Методы биохимического анализа растений / Х. Н. Починок. – Киев. Наукова думка, 1976. – 334 с.
30. Лакин Г. Ф. Биометрия / Г.Ф. Лакин – М.: Высш. Шк., 1990. – 352 с.
31. Велит І. А. Вибір джерел світла для оптичного опромінення рослин томатів, огірків та розсади / І.А.Велит, Д.В. Гузик // Системи управління, навігації та зв'язку. Київ, ЦНДІНУ, 2013. – вип. 4 (24). – Т.1. с. 95-99.

References

1. Karnachuk R. A., Gvozdeva E. S. “Vliianie sveta na balans fitogormonov i morfogenez v kulture tkani zarodyshei pshenitsy.” *Fiziologiya rastenii*, V. 45, No 2, 1998, P. 289-295.
2. Velit I. A., Bondar P. I., Sakhno T. V., Kozhushko G. M. “Vliianie spektralnogo sostava sveta na sodержanie khlorofilla v listiakh tomata.” *Fiziologiya i biokhimiya kulturnykh rastenii*, V. 36, No 4, 2004, P. 349-355.
3. Tikhomirov A. A. “Spektry deistviia i spektralnaia effektivnost fotosinteza rastenii

testovym (kratkovremennym) i dlitelnyim vozdeistviem sveta.” *Fiziologiya i biokhimiya kulturnykh rastenii*, V. 26, No 4, 1994, P. 352-359.

4. Voskresenskaya N. P. *Fotosintez i spektralnyi sostav sveta*. Nauka, 1965.

5. Shlyk A. A. *Metabolizm khlorofilla v zelenom rastenii*. Minsk, 1965.

6. Timiryazev K. A. *Sochineniya*, V. 2. Nauka, 1937.

7. Bukhov N.G., Bondar V.V., Drozdova I.S. “Deistvie nizkointensivnogo sinogo i krasnogo sveta na sodержanie khlorofilla *a* i *b* i svetovye krivye fotosinteza u listev yachmenya.” *Fiziologiya rastenii*, V. 45, No 4, 1998, P.507-512.

8. Ushakova S. A., Tikhomirov A.A., Volkova E.K., Alekhina E.B., Zavorueva E.N. “Fotosintez i dykhanie rastenii, vyrashchennykh na krasnom i belom svetu.” *Fiziologiya rastenii*, V. 44, No 3, 1997, P. 367-377.

9. Janes H. W. “Alternative greenhouse tomato production: the rutgers single-cluster system.” *Am. Veget. Grower.*, V. 37, N 8, 1989, P. 14-16.

10. Shulgin I. A. *Rastenie i solntse*. Gidrometizdat, 1973

11. Leman V. E. *Kurs svetokultury rastenii*. Vyssh. Shkola, 1976.

12. McAvoy R. J., Janes H. W. “Cumulative light effects on growth and flowering of tomato seedlings.” *J. Am. Soc. Hortic. Sc.*, V. 115, N 1, 1990, P. 119-122.

13. Sarychev G.S “Produktivnost tsenozov ogurtsov i tomatov v funktsii spektralnykh kharakteristik OSU.” *Svetotekhnika*, No. 2, 2001, P. 27-31.

14. Lychko G. P., Nabatova T.A., “Vplyv umov osvitenosti na vrozhaunist i yakist ovochevoi produktsii v teplytsiakh.” *VSKHIZO* agroprom. Kompleksu, 1994, P. 36-38.

15. Glowacka B. “Wplyw swiatla monochromatycznego na wzrost rozsady pomidorow.” *Owoce Warz. Kwiaty*, R. 39, N 1, 2000, S. 20.

16. Masson J., Tremblay N., Gosselin A. “Effects of nitrogen fertilization and HPS supplementary lighting on vegetable transplant production.” *J. Amer. Soc. Hort. Sc.*, V. 116, N 4, 1991, P. 599-602.

17. Miszalski Z., Mydlarz J., Libik A. “Response of greenhouse tomato to increased plant densities and defoliation.” *Bull. Pol. Acad. Sc.*, V. 37, N 4/6, 1989, P. 91-97.

18. Tremblay N., Trudel M., Gosselin A. “Influence of supplementary lighting (NRS) on yield and mineral nutrition of tomato plants grown in hydroponic culture.” *Proc. Of the 17th Intern. Congr. On soilless culture*, 1984, P. 697-703.

19. “Tazawa S. Effects of various radiant sources on plant growth. Pt 1.” *JARQ*, – V.33, N 3 – 1999, P. 163-176.

20. Protasova N. N., Walles, J. M., Dobrovolskyi M. V. , Tsoglin L. N. “Spektralnyie kharakteristiki istochnikov sveta i osobennosti rosta rastenii v usloviiakh iskusstvennogo osveshcheniia.” *Fiziologiya rastenii*, Vol. 37, № 2, 1990, P. 386-396.

21. Aizenberg Yu. B. *Spravochnaia kniga po svetotekhnike*. Energoatomizdat, 1995.

22. Rokhlin G. N. *Razriadnye istochniki sveta*. Energoatomizdat, 1991.

23. Prikupets L. B., Tikhomirov A. A. “Optimizatsiia spektra izlucheniia pri vyrashchivaniiovo shchei v usloviiakh intensivnoi svetokultury.” *Svetotekhnika*, №3, 1992, P. 5-7.

24. Lisovskii G. M., Prikupets L.B., Sarychev G.S., Sidko F.Ya., Tikhomirov A.A. “Eksperimentalnaia otsenka effektivnosti istochnikov sveta v svetokulture rastenii.” *Svetotekhnika*, № 4, 1983, P. 7-9.

25. Velyt I. A., Petrenko Yu. P., Kozhushko H. M. “Ekspluatatsiini kharakterystyky vysokointensivnykh lamp z dobavkamy tseziuu, kaliuu, rubidiiuu.” *Svitlotekhnika ta elektroenergetyka*, №4, 2004, P.13-17.

26. Pichler G. , Zivcec V., Beuc R., Mrzljak Z., Ban T. , Skenderovic H., Giinther K., Liu J. “UV, Visible and IR Spectrum of the Cs High Pressure Lamp.” *Physica Scripta*, Vol. TXX., 2003, P. 1-3.

27. *Lampy elektricheskiiie. Metody izmereniia elektricheskikh s svetovykh parametrov.* ГОСТ 17616 – 82. ИПК Izdatelstvo standartov, 1996.
28. Tooming Kh. G., Gulaev B. I. *Metodika izmereniia fotosinteticheski aktivnoi radiatsii.* Nauka, 1967.
29. Pochinok Kh. N. *Metody biokhimicheskogo analiza rastenii.* Naukova dumka, 1976.
30. Lakin G. F., *Biometriia.* Vysh. Shk., 1990.
31. Velyt I. A., Guzyk D.V. “Vybir dzherel svitla dlia optychnoho oprominennia roslyn tomativ, ohirkiv ta rozsady.” *Systemy upravlinnia, navigatsii ta zviazku*, Iss. 4, TSNDINU, 2013, P. 95-99.

УДК 621.327.535

Использование натриевых ламп с различным составом амальгамы разрядной трубки для выращивания томатов в закрытом грунте

I.A. Велит¹, Д.В. Гузык²

¹к.т.н., доц. Полтавская государственная аграрная академия, г. Полтава, Украина, velit_ira@ukr.net

²к.т.н., доц. Национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина guzikd@rambler.ru

Аннотация. Рассмотрены особенности использования разных типов источников искусственного освещения для светокультуры растений. Приведены результаты исследований действия излучения натриевых ламп высокого давления с добавками цезия по сравнению с другими источниками света. Установлены отличия в реакциях растений томата сортов Де Барао и Гибрид Тарасенко на накопление пигментов и их соотношение.

UDC 621.327.535

Use Sodium Lamps with Different Amalgams in Discharge Tubes for Growing Tomatoes in Closed Ground

I.A. Velyt¹, D.V. Guzyk²

¹PhD, docent, Poltava State Agricultural Academy, Poltava e-mail: velit_ira@ukr.net

²PhD, docent Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, Poltava e-mail: guzikd@rambler.ru

Abstract. The features of usage of miscellaneous phylum's of sources of artificial lighting for lightculture of plants are reviewed. The results of experiments of a radiation effect of sodium lamps high-pressure with the additives of caesium under comparison with other light sources are introduced. The differences in tomato plants reaction varieties De Barao and Hybrid of Tarasenko and on accumulation of pigment and their relation set are established.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.

УДК 697.34:551.23

Оптимизация параметров и эксергетический анализ систем гидротермального теплоснабжения

К. И. Луданов¹

¹к.т.н., с.н.с. Институт возобновляемой энергетики НАН Украины, г. Киев, Украина, k.i.ludanov@ukr.net

Аннотация. В работе проведена оптимизация параметров режима эксплуатации и эксергетический анализ систем гидротермального теплоснабжения на основе фонтанирующих скважин, которые вскрывают геотермальное месторождения горячей воды. Оптимизация проведена по дебиту теплоносителя с использованием полезной энергии фонтана в качестве функции оптимальности. Эксергетический анализ выполнен для термической составляющей энергии теплоносителя. Приведены примеры расчёта оптимальных параметров теплоносителя и производства теплоэнергии и эксергии для двух реальных систем гидротермального теплоснабжения.

Ключевые слова: оптимальный режим, эксергетический анализ, геотермальная энергетика, гидротермальное теплоснабжение, фонтанирующая скважина, геотермальная вода.

Вступление. Гидротермальные источники [1] относятся к геотермальным ресурсам, использование которых не приводит к генерации CO₂ и не провоцирует потепление климата на планете. Геотермальная энергетика [2] относится к возобновляемым источникам энергии, интерес к которым резко возрос в настоящее время в связи с известными сложностями развития тепловой и ядерной энергетики. Поэтому весьма актуальным является использование гидротермальных источников в качестве теплогенераторов для систем теплоснабжения.

Гидротермальное теплоснабжение объектов основано на использовании горячих геотермальных вод, обычно поступающих из фонтанирующих скважин. При больших дебитах такие скважины могут зимой могут покрывать нужды систем отопления крупных потребителей, а весной и осенью – нужды больших тепличных хозяйств. В нашей стране весьма значительными гидротермальными ресурсами обладают Закарпатье и АР Крым [3], где водоносные горизонты с горячей водой залегают на относительно небольшой глубине – от 0,5 до 2 км. Поэтому разработка вопросов гидротермального теплоснабжения имеет важное прикладное значение и может существенно повысить эффективность практического использования этих возобновляемых природных ресурсов.

Поскольку использование гидротермальных источников для нужд теплоснабжения – достаточно новая задача, – то вопросы оптимизации режимов их эксплуатации, а тем более эксергетического анализа, пока ещё требуют своего решения. Важно провести оптимизацию режимов эксплуатации фонтанирующих скважин и рассчитать не только оптимальные значения их параметров, но и значение оптимальной тепловой нагрузки систем гидротермального теплоснабжения. Необходимо также провести расчёт эксергии горячей воды для теплоснабже-

ния и провести анализ необходимости использования эксергетического тарифа на горячую воду.

Актуальность исследования. В Украине в коммунальной теплоэнергетике теплота, отпускаемая на нужды теплоснабжения, обычно оценивается в рамках «теплого» тарифа, т.е. в калориях. Поэтому и при оценке теплоты от гидротермальных источников также используется «тепловой» тариф, а иногда [4, 5] оценка производится в кубометрах отпускаемой геотермальной воды. Один из лидеров в геотермальной энергетике (США) подходит к оценке гидротермального тепла более ответственно. Известно, что Геологический комитет США учитывает запасы геотермальных ресурсов на своей территории по их эксергии, а не энтальпии [6]. Это объясняется тем, что в соответствии со вторым законом термодинамики ценность теплоты горячей воды резко уменьшается при снижении её температуры T_i , К, до температуры окружающей среды T_0 , К. Поэтому так важно проведение эксергетического анализа систем гидротермального теплоснабжения.

Последние исследования и публикации. Обычно, гидротермальные источники горячей воды представляют собой фонтанирующие скважины, которые бурились как разведочные при поиске газовых или нефтяных месторождений [1]. Если скважина при этом вскрывала не газовое или нефтяное месторождение, а водоносный (пласт) коллектор горячей геотермальной воды, то при существенном дебите и высокой температуре воды она затем использовалась в качестве теплогенератора системы гидротермального теплоснабжения крупных коммунальных объектов и больших тепличных хозяйств.

Применение же насосной подачи горячих геотермальных вод из глубокого водоносного горизонта на поверхность для их последующего использования в системах теплоснабжения – это достаточно сложная задача, поскольку для этого необходимы герметичные погружные насосы, которые должны работать в условиях повышенной температуры и коррозионно активных сред с высокой минерализацией их состава. Выпускаемые в нашей стране погружные насосы имеют недостаточно высокий ресурс, а зарубежное оборудование – высокую цену.

В общем случае [7] выражение физической эксергии рабочих тел включает термическую и механическую составляющие. Для движения несжимаемой жидкости имеет значение только механическая составляющая. При абсолютном давлении p_i , Па, Я. Шаргут [7] приводит следующее выражение:

$$\Delta EX_A = W \cdot (p_i - p_0) = WP, \text{ Дж}, \quad (1)$$

где W – средний объем, м^3 , в границах от давления окружающей среды p_0 , Па, до давления p_i , Па; $P_i = p_i - p_0$, Па, – избыточное давление несжимаемой жидкости. Для потока жидкости применяется поток эксергии, Вт, то есть, эксергия объёма жидкости, получаемого из скважины за одну секунду V , $\text{м}^3/\text{с}$. По формуле (1):

$$\Delta ex_A = V(p_i - p_0) = VP, \text{ Вт}. \quad (2)$$

В работе [8] приводится уравнение для дебита $V(P_i)$ фонтанирующих

скважин в зависимости от противодействия на выходе P_i :

$$V = V_{max}(1 - P_i/P_{max}), \quad (3)$$

где V_{max} – максимальный дебит фонтанирующей скважины при отсутствии противодействия, м³/с, P_{max} – максимальное давление в заглушённом устье скважины, Па.

Для термической составляющей эксергии несжимаемой жидкости [9], в случае, если её температура переменная, что характерно для систем тепло-снабжения, имеем удельную эксергию на 1 кг воды:

$$Ex_q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) dq = q - T_0 \int \frac{dq}{T_i}, \quad q = \int c_p(T_i) dT_i, \text{ Дж/кг}, \quad (4)$$

где c_p – удельная изобарная теплоёмкость, Дж/(кг К).

В некоторых случаях (например, для воды) можно принять $c_p \approx \text{const}$. В этом случае в результате интегрирования уравнения (4) получают:

$$Ex_q = c_p(T_i - T_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\ln, i-0}}\right), \text{ Вт}, \quad (5)$$

где $T_{\ln, i-j}$ – среднелогарифмическая температура от температуры T_i до T_j :

$$T_{\ln, i-j} = (T_i - T_j) / \ln(T_i / T_j), \text{ К}. \quad (6)$$

В случаях, когда температура T_i близка к температуре T_j ($T_i \rightarrow T_j$), выражение (6) стремится к неопределённости типа: 0/0 (раскрывающейся как T_j), что создаёт проблемы при расчётах. Я. Шаргут [7] предлагает в таких случаях температуру T_0 выносить из скобок, а выражение в скобках для удельной эксергии (5) раскладывать в степенной ряд:

$$\Delta Ex_q = c_p T_0 \left(\frac{1}{2} \left(\frac{T_i - T_0}{T_0} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{T_i - T_0}{T_0} \right)^3 + \dots \right), \text{ Дж/кг}. \quad (7)$$

В уравнении (7) достаточно использовать первые два члена разложения. Несмотря на это, использование уравнения (7) в практических задачах неудобно. В. Бродянский [10] рекомендует использовать вместо среднелогарифмической температуры её среднеарифметическое приближение $T_{AP, i-j} = (T_i + T_j) / 2$. При этом для формулы (6) получаем самое грубое приближение, для которого выражение удельной эксергии воды имеет вид:

$$Ex_q \approx c_p T_0 (T_i - T_0) / (T_i + T_0), \text{ Дж/кг.} \quad (8)$$

Уравнение (8) при всей его простоте даёт низкую точность. Поэтому необходимо найти приближение для среднелогарифмической температуры, одновременно достаточно точное и удобное для расчётов.

Формулировка целей статьи. Целями данной работы является оптимизация работы геотермальной скважины и определение эксергетической производительности скважины для правильной тарификации отпуска горячей воды.

Оптимизация дебита фонтанирующей скважины системы теплоснабжения. Оптимальным режимом работы скважины будем считать случай, когда фонтан геотермальной воды производит на поверхности земли максимальный поток механической эксергии. По уравнениям (2) и (3) после элементарных преобразований:

$$\Delta ex_A = P_{max} V_{max} \left[\frac{V}{V_{max}} \left(1 - \frac{V}{V_{max}} \right) \right] = P_{max} V_{max} \left[- \left(\frac{V}{V_{max}} \right)^2 + \frac{V}{V_{max}} \right], \text{ Вт.} \quad (9)$$

За квадратными скобками находятся константы скважины, а в квадратных скобках – квадратичная парабола относительно V/V_{max} . Корни параболы $V/V_{max} = 0$ и $V/V_{max} = 1$, а максимум – их среднее арифметическое (по свойству симметрии квадратичной параболы относительно вертикальной оси) $V_{opt}/V_{max} = 1/2$. Таким образом, по уравнению (9) оптимальный расход горячей воды, при котором максимально используется её механическая эксергия:

$$V_{opt} \approx V_{max} / 2; \Delta ex_{A,max} = P_{max} V_{max} / 4. \quad (10)$$

Приближение для среднелогарифмической температуры горячей воды.

В качестве очень компактного приближения для среднелогарифмической температуры, и более точного, чем (8), предлагается среднее геометрическое $T_{geom, i-j} = (T_i T_j)^{1/2}$. В этом случае выражение удельной эксергии воды (5) принимает следующий вид:

$$Ex_q \approx c_p (T_i - T_0) (1 - (T_0 / T_i)^{1/2}), \text{ Дж/кг.} \quad (11)$$

Использование более точного, чем (7) среднегеометрического приближения для среднелогарифмической температуры исключает неопределённость типа 0/0, причём практически без потери точности (рис. 1). Например, при температуре воды $T = 373,15 \text{ К}$ (100 °C) и окружающей среды $T_0 = 233,15 \text{ К}$ (минус 40 °C) расхождение между средними значениями составляет по рис. 1 лишь $0,93 \%$.

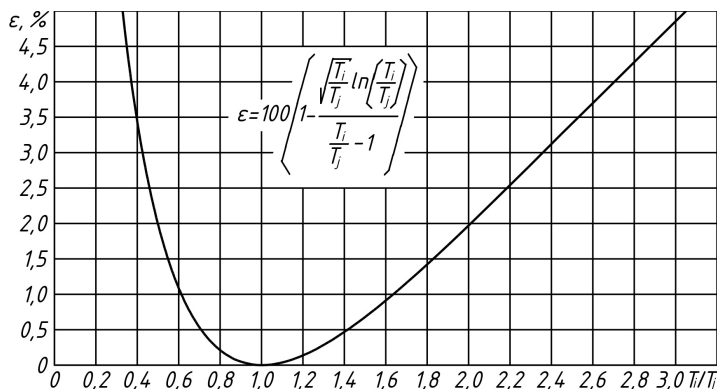


Рис. 1. Расхождение между среднелогарифмической и средней геометрической температурой

В случае, если поток теплоносителя (например, воды) охлаждается в системе теплоснабжения от температуры T_1 , К, до T_2 , К, отводимая удельная эксергия определяется как разность начальной и конечной эксергии по уравнению (5). После элементарных преобразований с учётом предложенной аппроксимации среднелогарифмической температуры средней геометрической:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_q &= Ex_{q1} - Ex_{q2} = c_p (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\ln,1-2}} \right) \approx \\ &\approx c_p (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right), \text{ Дж/кг}. \end{aligned} \quad (12)$$

Применив же разность эксергий по приближенной формуле (11), получить простыми преобразованиями приближенную формулу (12) не удастся. Разница эксергии по приближенной формуле (11) до двух раз грубее, чем отводимая эксергия по формуле (12), поскольку в первом случае приближение используется дважды, а во втором – один раз.

Эксергетическая производительность фонтанирующей скважины. Поток физической эксергии геотермальной воды из фонтанирующей скважины включает две составляющие: механическую и термическую.

Механическая составляющая потока эксергии горячей воды определяется по уравнению (9) или через давление по уравнениям (2) и (3):

$$\Delta ex_A = P_{max} V \left(1 - \frac{V}{V_{max}} \right) = V_{max} P \left(1 - \frac{P}{P_{max}} \right), \text{ Вт}. \quad (13)$$

Термическая составляющая определяется произведением удельной эксергии (12) и массового расхода (ρV), кг/с, воды плотностью ρ , кг/м³, в скважине:

$$\Delta ex_q = \rho V \Delta Ex_q \approx c_p \rho V (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right) = Q \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right), \text{ Вт}, \quad (14)$$

где Q – тепловая нагрузка системы теплоснабжения:

$$Q = c_p \rho V (T_1 - T_2), \text{ Вт}. \quad (15)$$

Суммарное выражение для физической эксергии гидротермального источника:

$$\Delta ex = \Delta ex_A + \Delta ex_q = V \left(P_{max} \left(1 - \frac{V}{V_{max}} \right) + c_p \rho (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right) \right), \text{ Вт}. \quad (16)$$

Расчёты тепловой нагрузки и потока эксергии в системах тепло-снабжения. Проведём расчёт параметров двух систем гидротермального тепло-снабжения, расположенных в пос. Янтарное и пос. Ново-Алексеевка АР Крым. Вся вода, поступающая из скважин в эти системы теплоснабжения, после её охлаждения закачивается обратно в пласт для поддержания в нем начального давления. Температура «обратной» воды обычно принимается равной $t_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_2 = 308,15 \text{ К}$), поскольку при дальнейшем понижении температуры резко возрастает её динамическая вязкость и, соответственно, потери давления на закачку в пласт. Так, например, при снижении температуры воды с $80 \text{ }^\circ\text{C}$ до $20 \text{ }^\circ\text{C}$ значение динамической вязкости увеличивается почти втрое. Кроме того, закачка геотермальной воды в водоносный коллектор исключает экологические проблемы при сбросе высокоминерализованных и химически активных геотермальных вод в окружающую среду. Температуру «окружающей среды» для периода «осень-зима-весна» в АР Крым можно принять $t_0 = +12 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_0 = 285,15 \text{ К}$).

Пример 1. Система гидротермального теплоснабжения на основе фонтанирующей скважины в пос. Ново-Алексеевка (АР Крым), характеризуется следующими параметрами: максимальный дебит $205 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $V_{max} = 205 / 3600 = 0,05694 \text{ м}^3/\text{с}$, температура воды $t_1 = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_1 = 326,15 \text{ К}$).

Результаты расчета:

- 1) оптимальный расход в системе по формуле (10):

$$V_{opt} = V_{max} / 2 = 0,05694 / 2 = 0,002847 \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } 102,5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

- 2) тепловая нагрузка в системе по уравнению (15):

$$Q = V_{opt} \rho c_p (T_1 - T_2) = 0,002847 \cdot 1000 \cdot 4190 \cdot (326,15 - 308,15) = 2,15 \cdot 10^6 \text{ Вт} \\ \text{или } 513 \text{ ккал/с};$$

3) поток эксергии в системе по зависимости (14):

$$\Delta ex_q = Q \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right) = 2,15 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{285,15}{\sqrt{326,15 \cdot 308,15}} \right) = 2,16 \cdot 10^5 \text{ Вт или } 216 \text{ кВт.}$$

Пример 2. Система гидротермального теплоснабжения на основе фонтанирующей скважины в пос. Янтарное (АР Крым), характеризуется следующими параметрами: максимальный дебит 65 м³/ч или $V_{max} = 65 / 3600 = 0,01806 \text{ м}^3/\text{с}$, температура воды $t_1 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_1 = 358,15 \text{ К}$).

Результаты расчета:

1) оптимальный расход в системе по формуле (10):

$$V_{opt} = V_{max} / 2 = 0,0181 / 2 = 0,00903 \text{ м}^3/\text{с или } 32,5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

2) тепловая нагрузка в системе по уравнению (15):

$$Q = V_{opt} \rho c_p (T_1 - T_2) = 0,00903 \cdot 1000 \cdot 4190 \cdot (358,15 - 308,15) = 1,89 \cdot 10^6 \text{ Вт или } 452 \text{ ккал/с};$$

3) поток эксергии в системе по зависимости (14):

$$\Delta ex_q = Q \left(1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_1 T_2}} \right) = 1,89 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{285,15}{\sqrt{358,15 \cdot 308,15}} \right) = 2,68 \cdot 10^5 \text{ Вт или } 268 \text{ кВт}$$

Анализ расчётов двух систем гидротермального теплоснабжения показывает, что для первой системы продавать потребителю теплоэнергию выгоднее на основе теплового тарифа, а во втором случае (при высокой начальной температуре) тепловую энергию выгоднее продавать на основе эксергетического тарифа.

Выводы. На основе предложенного в данной работе приближения для среднеинтегральной температуры отвода тепловой энергии от горячей геотермальной воды в системе теплоснабжения появляется возможность инженерного анализа эксергетического баланса системы гидротермального теплоснабжения. Оценка тепловой энергии для теплоснабжения коммунальных объектов приводит к тому, что горячая вода для теплоснабжения подаётся потребителям при невысокой температуре, но при больших расходах. Это выгодно организациям – поставщикам тепловой энергии, однако невыгодно потребителям, поскольку, например, в системах отопления площадь отопительных приборов рассчитана на достаточно высокую температуру воды. В практике расчётов за геотермальную воду целесообразно использовать эксергетический тариф на горячую воду для теплоснабжения.

Перспективы дальнейших исследований. В дальнейшем планируется разработать подход к формированию эксергетического тарифа на геотермальную

воду. Также планируется оптимизация гидротермального теплоснабжения по двум переменным: не только по расходу теплоносителя, но и по температуре «обратной» воды с использованием суммарной эксергии в качестве целевой функции.

Литература

1. Геотермальное теплоснабжение / А. Г. Гаджиев, Ю. И. Султанов, П. Н. Ригер и др. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 119 с.
2. Луданов К.И. Геотермальная энергетика. Обзор состояния. Оценка ресурсов. Анализ решений. Прогноз развития / К.И. Луданов // Энергетика та електрифікація. – 2016, № 14 (397) – С. 29-33.
3. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України // Інститут відновлюваної енергетики НАН України. – Київ, 2008. – 55 с.
4. ВСН 36-77. Инструкция по комплексному использованию геотермальных вод для теплоснабжения зданий и сооружений. / Госгражданстрой. – действ. с. 01.07.1978. – Москва: Стройиздат, 1978.
5. Kuzgunkaya E.H. Evaluation of Turkey's Geothermal Energy in term of Exergy Analysis / E.H. Kuzgunkaya // Proceedings World Geothermal Congress 2015. Melbourne, Australia, 19-25 April 2015.– P. 1-9.
6. Янтовский Е.И. Потоки энергии и эксергии / Е.И. Янтовский. – Москва: «Наука», 1988. – 144 с.
7. Szargut J. Energetyka cieplna w hutnictwie / J. Szargut . – Katowice, «Śląsk», 1971. – 568 s.
8. Иконникова Л.Н. Оценка забойного давления фонтанирующей скважины при его значении ниже давления насыщения / Л.Н. Иконникова, А.Б. Золотухин // Вестник ПНИПУ «Геология. Нефтяное и горное дело». 2012, №2 С.61-68.
9. Техническая термодинамика. Учебник для ВУЗов / Крутов В.И. и др. – Москва: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
10. Соколов Е.А. Эксергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. Пособие для ВУЗов / Е.А. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд. –Москва: Энергоиздат, 1981 г. – 320 с.

References

1. Gadzhiev A. G., Sultanov Yu. I., Riger P. N. *Geotermalnoe teplosnabzhenie*. Energoatomizdat, 1984.
2. Ludanov K.I. “Geotermalnaia energetika. Obzor sostoianiiia. Otsenka resursov. Analiz reshenii. Prognoz razvitiia.” *Enerhetyka ta elektryfikatsiia*, no. 14 (397), 2016, P. 29-33
3. *Atlas energetychnoho potentsialu vidnovliuvanykh dzherel energii Ukrainy*. Kyiv, 2008.
4. *Instruktsiia po kompleksnomu ispolsovaniuu geotermalnykh vod dlia teplokhodosnabzheniia zdaniia i sooruzhenii*. VSN 36-77. Stroiizdat, 1978
5. Kuzgunkaya E. H. “Evaluation of Turkey's Geothermal Energy in term of Exergy Analysis.” *Proceedings World Geothermal Congress 2015, Melbourne, Australia, 19-25 April 2015*, P. 1-9
6. Yantovskii E.I. *Potoki energii i eksergii*. Nauka, 1988
7. Szargut J. *Energetyka cieplna w hutnictwie*. Slask, 1971
8. Ikonnikova L. N., Zolotukhin A. B. “Otsenka zaboynogo davleniia fontaniruiushchei skvazhini pri ego znachenii nizhe davleniia nasyshcheniia.” *Vestnik PNIPU «Geologiya*.

Neftianoe i gornoe delo», no. 2, 2012, P. 61-68.

9. Krutov V. I. *Tekhnicheskaiia termodinamika*. Energoatomizdat, 1983.

10. Sokolov E. A., Brodianskii V. M. *Eksergeticheskie osnovy transformatsii tepla i processov okhlazhdeniia: ucheb. posobie dlia VUZov*. Energoatomizdat, 1981.

УДК 697.34:551.23

Оптимізація параметрів й ексергетичний аналіз систем гідротермального теплопостачання

К. І. Луданов¹

¹к.т.н., с.н.с. Інститут відновлюваної енергетики НАН України, м. Київ, Україна, k.i.ludanov@ukr.net

Анотація. В роботі проведена оптимізація параметрів режиму експлуатації й ексергетичний аналіз систем гідротермального теплопостачання на основі свердловин, що фонтанують, які відкривають геотермальне родовище гарячої води. Оптимізація проведена за дебітом теплоносія з використанням корисної ексергії фонтана як цільової функції. Ексергетичний аналіз виконано для термічної складової енергії теплоносія. Наведено приклади розрахунку оптимальних параметрів теплоносія й виробництва теплової енергії та ексергії для двох реальних систем гідротермального теплопостачання

Ключові слова: оптимальний режим, ексергетичний аналіз, геотермальна енергетика, гідротермальне теплопостачання, свердловина, що фонтанує, геотермальна вода.

UDC 697.34: 551.23

Optimization of Parameters and Exergy Analysis of Hydrothermal Heating Systems

K.I. Ludanov¹

¹Ph.D., Senior Scientist. Institute for Renewable Energy of the NAS of Ukraine, m. Kyiv, Ukraine, k.i.ludanov@ukr.net

In this work the optimization of operating mode parameters and exergy analysis of hydrothermal heating systems based on flowing wells, which reveal the geothermal field of hot water. Optimization performed by debit coolant using a fountain of useful energy in an optimal function. Exergy analysis performed for the thermal component of the coolant energy. Examples of the calculation of the optimal parameters of the coolant and heat production and Exergy for two real systems of hydrothermal heating.

Keywords: optimal mode, exergy analysis, geothermal, hydrothermal heating, gushing wells, geothermal water.

Надійшла до редакції 7 грудня 2016 р.

ЗМІСТ

Е.С. Малкін, Н.Є. Журавська <i>Розрахунки енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора</i>	3
О.У. Zadoyanny, У.М. Yevdokimenko <i>Exergoeconomic Analysis of Air Cooling Systems</i>	14
О.П. Любарець, А.С. Москвітіна <i>Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора</i>	24
В.О. Мілейковський, Г.М. Клименко <i>Аналітичні дослідження енергетичної ефективності природної вентиляції</i>	39
М. І. Кордюков <i>Оцінка енергоспоживання систем вентиляції та кондиціонування повітря</i>	46
В.М. Fediai, D.V. Guzyk <i>Calculation of Air Exchange to Reduce CO₂ by Periodic Ventilation of Cattle Buildings</i>	54
В. Д. Петраш, М. В. Высоцкая <i>Условия эффективной работы теплонасосной системы теплоснабжения на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха</i>	62
А. А. Редько, А. В. Давиденко, С. В. Павловский, Н. В. Куликова, И. А. Редько <i>Численное исследование аэродинамических процессов в топке водотрубного парового котла при различных эксплуатационных режимах</i> ...	71
В. А. Волощук, О. О. Грицина, М. В. Бляшина, В. С. Жукова <i>Оцінка потенціалу стічних вод у теплонасосних установках індивідуального будинку</i>	81
І.А. Велит, Д.В. Гузык <i>Використання натрієвих ламп з різним складом амальгами розрядної трубки для вирощування томатів у закритому ґрунті</i>	90
К.И. Луданов <i>Оптимизация параметров и эксергетический анализ систем гидротермального теплоснабжения</i>	102

Рецензії на наукові
статті підготували:

д.т.н., професор О.В. Приймак
д.т.н., професор Б.Х. Драганов
д.т.н., професор Е.С. Малкін

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за достовірність
приведених відомостей, точність даних з цитованої літератури та відсутність у
статтях даних, які не підлягають до відкритої публікації

Вимоги до оформлення рукописів статей наведені на сайті
<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43>

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 20

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 515 від 16.05.2016 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського та на сайті КНУБА science.knuba.edu.ua (<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43>).