

# ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

УДК622.481:621.577

*В. І. Самуся, д-р техн. наук, Ю.І. Оксень, канд. техн. наук, О.О. Гук*  
(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»)  
*О.С. Жуковський*  
(Україна, Донецьк, Донбаська паливно-енергетична компанія)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИХІДНОГО ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО СТРУМЕНЯ

Одним з перспективних напрямків вирішення проблем енергозбереження та екології у даний час вважається застосування теплонасосних технологій утилізації низькопотенційного викидного тепла промислових установок, природного, у тому числі геотермального тепла. На вугільних та рудних шахтах потужним носієм геотермального тепла є вихідний вентиляційний струмінь. Витрати шахтного повітря у вентиляційних стволах складають 200 – 300 м<sup>3</sup>/с і більше, а температура досягає 25 – 30°С, що надає реальну можливість відібрати від вентиляційного струменя мегавати тепла. Відбір і передачу тепла від шахтного повітря до холодоагенту теплового насоса доцільно здійснювати за допомогою проміжного холодоносія – води, що циркулює в контурі (чи в контурах) між теплообмінником, встановленим на вентиляційному струмені, і випарником теплового насоса. У цьому разі ефективність теплонасосної технології буде залежати від температурного і гідравлічного режимів усього ланцюга передачі тепла від вихідного повітря до води системи гарячого водопостачання чи теплопостачання.

Метою даного дослідження є встановлення впливу гідравлічних і температурних режимів проміжних контурів на ефективність теплонасосної технології утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя.

Принципова можлива схема теплонасосної установки, що використовує тепло шахтного вентиляційного струменя для нагріву води системи гарячого водопостачання підприємства, зображена на рис.1, де 1 і 2 – стволи з потоками вихідного та свіжого повітря, 3 – вентилятор та елементи теплоутилізаційної установки: форсункові камери 4 та 5, насоси 6 циркуляції проміжного теплоносія (води) та очищувач води від забруднень 7.

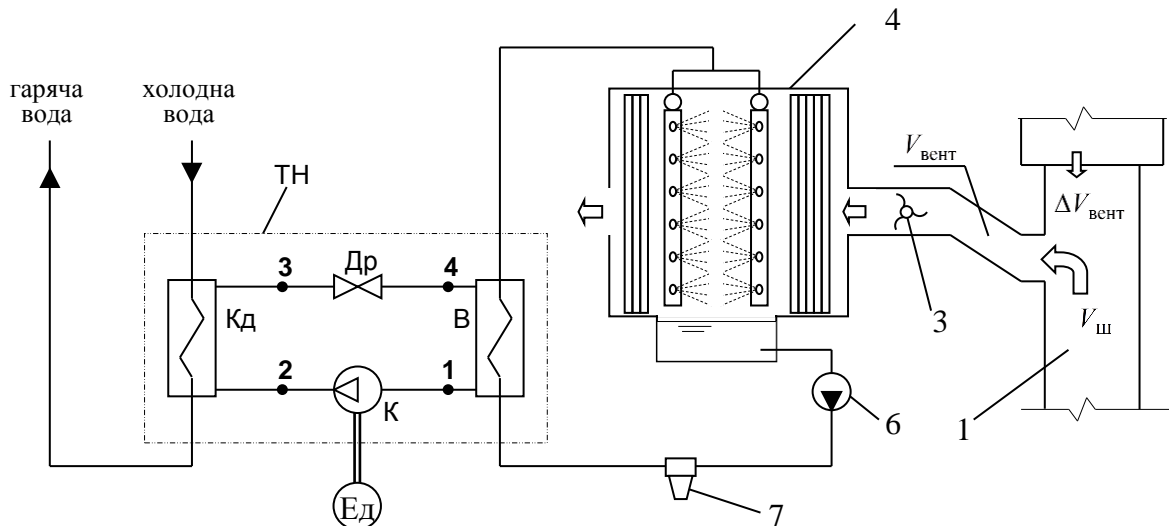


Рис. 1. Схема утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для отримання гарячої води за допомогою теплового насоса

Форсункові камери встановлені на вихідному струмені. Вода, нагріта в цих камерах, направляється у випарник теплового насоса. За схему теплового насоса (ТН) приймаємо найпростішу схему, що відповідає роботі насоса за основним циклом. ТН при цьому складається з чотирьох основних елементів: випарника В, компресора К з привідним електродвигуном Ед, конденсатора Кд і дроселя Др.

Задачу визначення теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки (див. рис.1) вирішуємо у такій постановці.

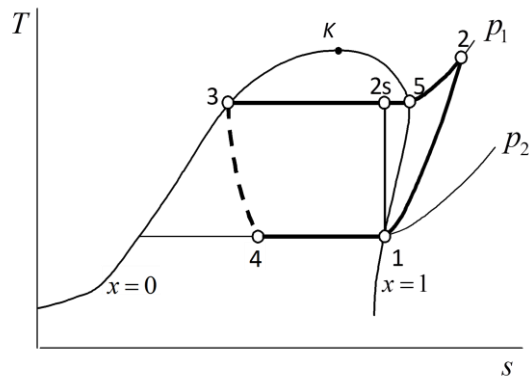
Відомими є: температура  $t_0$  і відносна вологість  $\varphi_0$  атмосферного повітря; температура  $t_1$  і відносна вологість  $\varphi_1$  вихідного повітря у вентиляційному стволі перед зміщенням вихідного струменя з підсосами повітря через надшахтну будівлю; витрати повітря, що видається з шахти  $V_{ш}$ , підсоми повітря через надшахтну будівлю до вихідного струменя  $\Delta V_{вент}$ ; параметри режиму роботи вентилятора (депресія  $p_{вент}$ , ККД  $\eta_{вент}$  при подачі  $V_{вент}$ ); число та конструктивні параметри форсунок камер; витрати води  $G_w$  в проміжному циркуляційному контурі між системою форсунок камер та випарником (випарниками) теплових насосів; початкова  $t_{h1}$  та кінцева  $t_{h2}$  температура води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання; ізентропний  $\eta_s$ , механічний  $\eta_{мех}$  ККД компресора теплового насоса та електричний ККД  $\eta_{ел}$  його привідного електродвигуна; мінімальні температурні напори у випарнику  $\Delta t_{wmin}$  та конденсаторі  $\Delta t_{hmin}$ ; холодоагент теплового насоса та його властивості.

Задавши температуру води  $t_{w1}$  на вході до форсунок камери (виході з випарника теплового насоса), задачу визначення теплового режиму теплоутилізаційної установки вирішуємо послідовно в два етапи. Спочатку визначаємо тепловий режим форсунок камер, а потім, використовуючи отримане значення температури води  $t_{w2}$  на виході з них (на вході у випарник), – теплових насосів.

Задача визначення теплового режиму теплового насоса зводиться до розрахунку параметрів його термодинамічного циклу.

У реальному тепловому насосі мають місце втрати енергії на тертя в компресорі і теплообмінних апаратах, а температура робочого тіла у випарнику і конденсаторі відрізняється від температури джерел низько- і високопотенційного тепла, що призводить до необоротності відповідних процесів.

Величина втрат тиску у випарнику і конденсаторі значно менша, ніж зміни тиску в компресорі і дроселі, тому реальні процеси в теплообмінних апаратах вважатимемо ізобарними. Процес стиснення пари робочої речовини в компресорі, який протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто адіабатно, але з тертям, розглядатимемо як політропний процес, що протікає без тертя, але з підведенням зовнішнього тепла, рівного теплоті тертя. При цих допущеннях реальний цикл теплового насоса, що працює за схемою, наведеною на рис. 1, матиме вигляд  $T, s$ -діаграми (температура-ентропія), зображений на рис. 2. Точки 1, 2, 3 і 4 циклу відповідають точкам, показаним на схемі установки.



**Рис. 2. Діаграма реального циклу роботи теплового насоса**

Початковими величинами для розрахунку параметрів робочого тіла в характерних точках циклу є кінцеві температури теплоносіїв, з якими робоче тіло взаємодіє у випарнику,  $t_{w2}$  і конденсаторі,  $t_{h2}$ , температурні напори на холодному кінці випарника  $\Delta t_{w2}$  і теплоту конденсатора  $\Delta t_{h2}$ , ізентропний ККД компресора  $\eta_s$ .

Температури випаровування і конденсації робочого тіла визначаються за такими формулами:

$$t_1 = t_{w2} - \Delta t_{w2};$$

$$t_3 = t_{h2} + \Delta t_{h2}.$$

У даній роботі розрахунок параметрів циклу проводився за допомогою розроблених комп'ютерних програм, які реалізують аналітичний метод розрахунку. Розглянемо методику розрахунку параметрів циклу в загальному вигляді, тобто без конкретизації розрахункової залежності, що використовується.

Точка 1 циклу, що відповідає стану пари на виході з випарника (вході в компресор), знаходиться на перетині ізотерми з верхньою пограничною кривою (ступінь сухості  $x = 1,0$ ). У цій точці визначаються тиск  $p_1$ , густина  $\rho_1$ , ентальпія  $i_1$  і ентропія  $s_1$ . Оскільки в точці 1 робоче тіло знаходиться в стані сухої насиченої пари, то величина тиску  $p_1$  розраховується за виразом, що описує залежність тиску насиченої пари  $p_n$  від температури:

$$p_1 = p_n(t_1).$$

## Енергозбереження та енергоефективність

Стан сухої насиченої пари можна розглядати як граничний стан перегрітої пари, тому густину, ентальпію й ентропію в точці 1 перегрітої пари можна визначити так:

$$\begin{aligned}\rho_1 &= \rho_{\text{пн}}(p_1, t_1); \\ i_1 &= i_{\text{пн}}(\rho_1, t_1); \\ s_1 &= s_{\text{пн}}(\rho_1, t_1).\end{aligned}$$

У точці 3 (вихід з конденсатора) робоче тіло знаходиться в стані киплячої (насиченої) рідини. Тиск і густина рідини в цій точці визначаються за формулами, що описують залежність тиску і густини насиченої рідини від температури ( $\rho_{\text{жн}}$  – густина киплячої рідини)

$$\begin{aligned}p_3 &= p_{\text{н}}(t_3); \\ \rho_3 &= \rho_{\text{жн}}(t_3).\end{aligned}$$

Тоді ентальпія й ентропія насиченої рідини в точці 3 визначається так:

$$\begin{aligned}i_3 &= i_5 - r_0(t_3); \\ s_3 &= s_5 - \frac{1}{273,15 + t_3} r_0(t_3),\end{aligned}$$

де  $i_5$  і  $s_5$  – ентальпія й ентропія сухої насиченої пари в точці 3 циклу (див. рис.2) при температурі  $t_5 = t_3$ , визначаються так само, як і в точці 1;  $r_0(t_3)$  – теплота пароутворення робочої речовини при температурі  $t_3$

У точці 2 (вихід з компресора) робоче тіло знаходиться в стані перегрітої пари. Розрахунок параметрів у цій точці проводиться в такій послідовності.

Спочатку знаходять параметри в точці 2s, що відповідають кінцевому значенню ізоентропного стискування в компресорі від точки 1 до тиску  $p_{2s} = p_2 = p_3$ . Оскільки процес 1–2s – ізоентропний, то  $s_{2s} = s_1$ . Ентальпію в точці 2s знаходять за рівнянням стану робочого тіла, заданого у вигляді

$$i_{2s} = i(p_{2s}, s_{2s}).$$

Далі розраховують відповідно ізоентропний і дійсний приріст ентальпії в компресорі

$$\begin{aligned}\Delta i_s &= i_{2s} - i_1; \\ \Delta i &= \frac{\Delta i_s}{\eta_s},\end{aligned}$$

а потім і ентальпію в точці 2 як

$$i_2 = i_1 + \Delta i.$$

Оскільки при дроселюванні ентальпія не змінюється, то

$$i_4 = i_3.$$

У такому разі питомі холодопродуктивність, теплопродуктивність циклу, робота компресора і коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса можна записати так:

$$\begin{aligned}q_x &= i_1 - i_4; \\ q_{\text{т}} &= i_2 - i_3; \\ l_{\text{к}} &= i_2 - i_1; \\ k_{\text{тртн}} &= \frac{q_{\text{т}}}{l_{\text{к}}};\end{aligned}$$

За визначеною при розрахунку форсуноквих камер тепловою потужністю випарника ( $Q_x = Q_{\text{вт}}$ ) знаходять витрати холодоагенту (низькокиплячого робочого тіла) як

## Енергозбереження та енергоефективність

$$G_{\text{нрт}} = \frac{Q_x}{q_x},$$

внутрішню потужність  $N_i$ , потужність на валу  $N_e$  компресора, споживану електричну потужність  $N_{\text{эл}}$ , теплову потужність конденсатора  $Q_T$  та витрати  $G_h$  води, що нагрівається в конденсаторі, відповідно:

$$\begin{aligned} N_i &= G_{\text{рт}} I_k; \\ N_e &= \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}; \\ N_{\text{эл}} &= \frac{N_e}{\eta_{\text{эд}}}, \\ Q_T &= G_{\text{нрт}} q_T, \\ G_h &= \frac{Q_T}{c_w (t_{h2} - t_{h1})}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплоутилізаційної установки в цілому визначають з урахуванням затрат електроенергії на циркуляцію води в проміжному контурі, тобто за такою формулою:

$$k_{\text{тр}0} = \frac{Q_T}{N_{\text{эл}} + N_{\text{нас}}}.$$

Моделювання режимів роботи теплонасосної установки, що утилізує тепло вихідного вентиляційного струменя проводимо за таких умов: температура та відносна вологість повітря у вентиляційному стволі  $t_{\text{в1}} = 22,0$  °C;  $\varphi_{\text{в1}} = 0,9$  і об'ємна, приведена до нормальних умов, витрата повітря в цьому перерізі ствола  $V_{\text{ш}} = 265$  м<sup>3</sup>/с; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі  $\Delta V_{\text{вент}} = 35$  м<sup>3</sup>/с; атмосферний тиск  $p_0 = 100$  кПа і відносна вологість атмосферного повітря  $\varphi_0 = 0,9$ ; депресія вентилятора  $\Delta p_{\text{вент}} = 3240$  Па і ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}} = 0,82$ .

За форсуноків приймаємо камери типу ОКФ-3-250 з діаметром форсунок 5,5 мм. Кількість форсунок камер – 5. Витрату проміжного теплоносія (води) приймаємо рівною 540 кг/с, що забезпечує значення коефіцієнта зрошення та тиску перед форсунками, близькими до верхніх границь допустимих інтервалів цих величин. Додатково приймаємо, що робочим тілом теплового насоса є фреон R142b; ізоентропійний, механічний ККД компресора, та ККД привідного електродвигуна дорівнюють відповідно 0,75, 0,97 та 0,94; мінімальні температурні напори у випарнику та конденсаторі дорівнюють 4,0 та 5,0 °C.

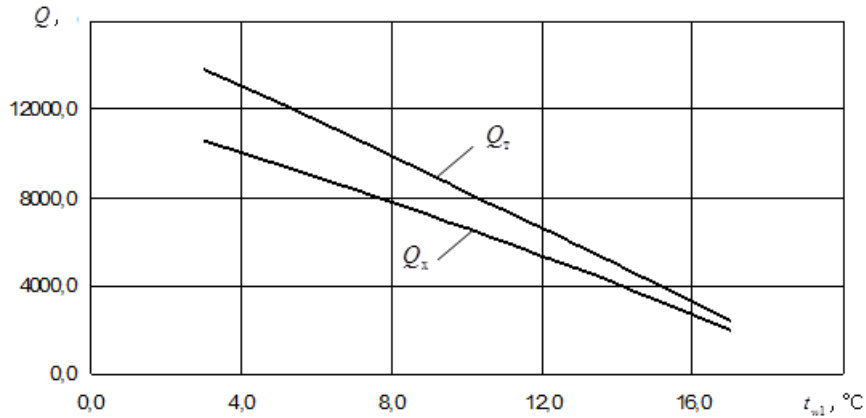
Основні результати розрахунків наведені в таблиці.

**Результати моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки**

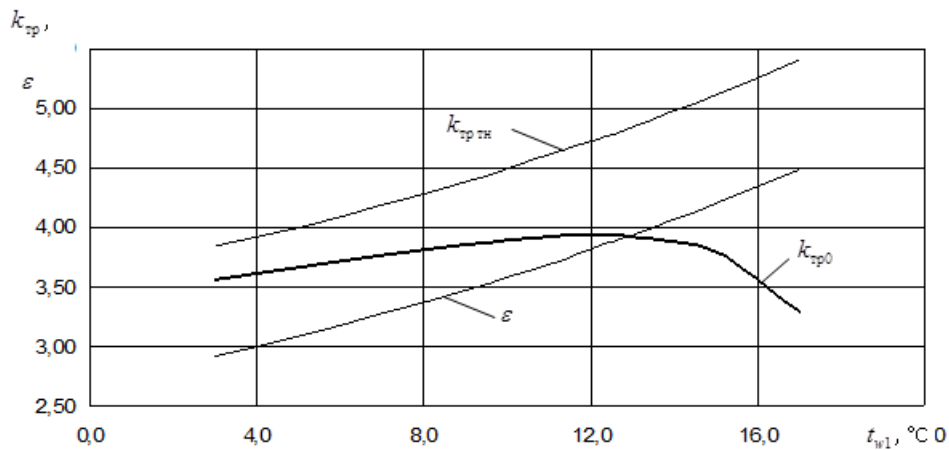
$t_{\text{w1}}$ , °C	$t_{\text{w2}}$ , °C	$Q_x$ , кВт	$t_{\text{фк2}}$ , °C	$Q_T$ , кВт	$N_{\text{елк}}$ , кВт	$N_{\text{нас}}$ , кВт	$G_{\text{п}}$ , кг/с	$t_1$ , °C	$t_3$ , °C	$p_1$ , МПа	$p_3$ , МПа	$k_{\text{тртн}}$	$\varepsilon$	$k_{\text{тр}0}$
3,0	7,66	10550,3	10,39	13831,6	3605,9	281,9	82,53	-1,0	50	0,14	0,69	3,84	2,92	3,56
5,0	9,19	9479,0	11,53	12275,4	3065,4	281,9	73,24	1,0	50	0,15	0,69	4,00	3,09	3,67
7,0	10,70	8362,5	12,67	10701,9	2555,7	281,9	63,85	3,0	50	0,16	0,69	4,19	3,28	3,77
9,0	12,18	7198,0	13,81	9082,7	2070,2	281,9	54,19	5,0	50	0,17	0,69	4,39	3,48	3,86
11,0	13,64	5982,4	14,95	7447,7	1617,1	281,9	44,44	7,0	50	0,19	0,69	4,61	3,69	3,92
12,2	14,51	5227,2	15,64	6469,2	1362,8	281,9	38,6	8,0	50	0,20	0,69	4,75	3,84	3,93
13,0	15,08	4712,5	16,09	5796,9	1196,2	281,9	34,59	9,0	50	0,20	0,69	4,85	3,93	3,92
15,0	16,50	3384,7	17,23	4130,8	808,2	281,9	24,65	11,0	50	0,22	0,69	5,11	4,20	3,79
17,0	17,88	1995,5	18,38	2395,1	443,1	281,9	14,29	13,0	50	0,23	0,69	5,41	4,49	3,30

Крім прийнятих раніше, в таблиці позначень:  $t_{\text{фк2}}$  – температура охолодженого вихідного повітря, °C.

На рис. 3 і 4 побудовано графіки зміни енергетичних показників залежно від температури охолодженої у випарнику теплового насоса циркуляційної води  $t_{\text{w1}}$ . Ці графіки характеризують вплив теплового насоса на режим роботи і ефективність теплоутилізаційної установки в цілому.



**Рис. 3.** Зміна утилізованої теплової потужності  $Q_x$  та теплопродуктивності установки  $Q_T$  в залежності від режиму роботи теплового насоса



**Рис. 4.** Зміна показників енергетичної ефективності теплового насоса  $k_{trtn}$ ,  $\varepsilon$  та установки в цілому  $k_{trp0}$  в залежності від режиму роботи теплового насоса

З рис. 3 видно, що утилізована теплова потужність  $Q_x$  і теплопродуктивність установки  $Q_T$  збільшуються при зменшенні температури  $t_{w1}$ . Це є природним, бо при цьому зростає температурний напір між вихідним повітрям та охолоджуючою водою в форсуноквих камерах і відповідно підвищується інтенсивність теплообміну в них. Але у той самий час падає енергетична ефективність роботи теплового насоса, визначувана холодильним коефіцієнтом  $\varepsilon$  та коефіцієнтом трансформації тепла  $k_{trtn}$  (рис. 4). Протилежна спрямованість інтенсивності відбору низькопотенційного тепла у форсуноквих камерах і ефективності його трансформації в тепловому насосі призводить до появи максимуму на кривій залежності загального коефіцієнта трансформації тепла для установки в цілому  $k_{trp0}$  від температури  $t_{w1}$  (рис. 4). Різкому зменшенню значення цього показника на правій гілці кривої сприяє також зростання частки затрат електричної енергії на циркуляцію води в системі в загальних тратах її та на установці в цілому.

Максимальна енергетична ефективність установки (максимальне значення коефіцієнта трансформації тепла  $k_{trp0} = 3,93$ ) досягається при температурі охолодженої води  $t_{w1} = 12,2$  °C, яка відповідає температурі кипіння холодоагенту у випарнику  $t_1 = 8,2$  °C. При цьому утилізована теплова потужність  $Q_x = 5227$  кВт, а теплопродуктивність  $Q_T = 6469$  кВт, що надає можливість нагрівати воду від 5 до 45 °C при витраті  $G_h = 38,6$  кг/с. Сумарна споживана електрична потужність у цьому режимі приводами компресора теплового насоса та водяних насосів складає  $N_{эл} = 1645$  кВт.

*Висновки:*

Розроблено схемне рішення теплонасосної технології використання викидного тепла шахтного вихідного вентиляційного струменя з метою отримання гарячої води. Для відбору тепла передбачається застосування форсунок камер, які відрізняються високою інтенсивністю теплообміну та низьким аеродинамічним опором. При контакті розбризкуваної води із забрудненим повітрям має місце ефект очищення останнього від пилу і відповідно забрудненої води. Тому передбачається встановлення пристрою для очищення води в проміжному контурі циркуляції після взаємодії її з повітрям.

Розроблено математичну модель формування теплового режиму теплоутилізаційної установки та гідравлічного режиму контуру циркуляції води, алгоритми та комп'ютерні програми розрахунку цих режимів.

Для умов, що є типовими для багатьох шахт Донбасу, виконано моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки, на основі якого встановлено, що існує оптимальний режим, в якому коефіцієнт трансформації тепла теплоутилізаційної установки набуває максимального значення.

Встановлено параметри оптимального режиму: температура охолодженої води на виході з випарника теплового насосу  $t_{w1} = 12,2$  °С; температура кипіння холодоагенту у випарнику  $t_1 = 8,2$  °С; утилізована теплова потужність  $Q_x = 5227$  кВт; теплопродуктивність  $Q_T = 6469$  кВт; витрата отриманої гарячої води при нагріванні від 5 до 45°С  $G_n = 38,6$  кг/с; сумарна споживана електрична потужність приводами компресора теплового насоса та водяних насосів  $N_{\Sigma} = 1645$  кВт.

#### Список літератури

1. Васильев Г.П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Г.П. Васильев, Н.В. Шилкин // АВОК. – 2003. – №2. – С. 56 – 60.
2. Закиров Д.Г. Будущее – за теплонасосными технологиями / Д.Г. Закиров // Новости теплоснабжения. – 2006. – №8(72). – С. 39 – 42.
3. Калугин П.В. Применение теплонасосных установок / П.В. Калугин // Тепловые насосы: сб. докл. 1-й междунар. конф. „Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, эффективность”, 16 – 18 октября 2007 г., Львов. – Л., 2007. – С. 53 – 91.
4. Зимин Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт / Л.Б. Зимин // Промышленная теплотехника: междунар. науч. – приклад. журн. – 2004. – Т. 26, №3. – С. 68 – 75.

*Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Голінько В.І.*

УДК 621.315.425

**В.В. Кийко**

*(Україна, Дніпропетровськ, Государственный ВУЗ «Национальный горный университет»)*

### МОНИТОРИНГ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЯ В ИСКАЖАЮЩИХ СИСТЕМАХ

В технологических процессах предприятий используется электрооборудование, представляющее для систем электроснабжения искажающую нагрузку. Это приводит к ряду неблагоприятных явлений, например, появлению высших гармоник в системах токов и напряжений, а при неравномерном распределении нагрузок по фазам – к несимметрии систем токов и напряжений. Применение в искажающих системах традиционных методик оценки эффективности и качества не всегда отражает истинную картину электропотребления.

Система оценки эффективности процессов электропотребления включает следующие показатели [1]: коэффициент сдвига (мощности) на основной гармонике ( $\cos\phi$ ), коэффициент искажения  $\nu$  и коэффициент несимметрии  $K_{нс}$ . Для удобства анализа эти коэффициенты выражаются через активную  $P$ , реактивную  $Q$  мощности, а также мощности искажения  $T$  и несимметрии  $H$ .

$$\cos\phi = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}}; \quad (1)$$

$$\nu = \frac{\sqrt{P^2 + Q^2}}{\sqrt{P^2 + Q^2 + T^2}}; \quad (2)$$

$$K_{нс} = \frac{\sqrt{P^2 + Q^2 + T^2}}{\sqrt{P^2 + Q^2 + T^2 + H^2}} = \frac{\sqrt{P^2 + Q^2 + T^2}}{S}. \quad (3)$$