

РОЗДІЛ «ТЕПЛОТЕХНІКА. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»

УДК 669.183.213.2

ГЛУЩЕНКО О.Л., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СПІЛЬНОЇ РОБОТИ
ГАЗОВИХ ТА ПОВІТРЯНИХ РЕГЕНЕРАТОРІВ НАГРІВАЛЬНИХ КОЛОДЯЗІВ
ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ЇХ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК (ЧАСТИНА 2)

Вступ. В сучасних умовах ефективними напрямками підвищення продуктивності та економічності функціонування нагрівальних колодязів є вдосконалення режимів нагрівання та розробка устаткування для утилізації відхідних продуктів згоряння. Використання методів математичного моделювання, що дозволяють знайти найбільш раціональні рішення у технології вдосконалення утилізаційних установок та економії палива, є актуальними завданнями сьогодення.

Постановка задачі. З метою ви значення ефективності роботи регенеративних теплообмінників і пошуку оптимальних конструктивних рішень виконано теплові розрахунки за допомогою розробленої програми розрахунку, представленої в [1], за наступними вихідними даними ПАТ «Дніпровський меткомбінат».

1. Паливо – природно-доменна суміш; витрата природного газу $v_{н.г.} = 120 \text{ м}^3/\text{год.}$, витрата доменного газу $v_{д.г.} = 4000 \text{ м}^3/\text{год.}$
2. Температура газу й повітря на вході в регенератор прийнята рівною 60°C .
3. Температура диму на вході в регенератор прийнята рівною $t'_d = 1300^\circ\text{C}$.
4. Розміри вогнетривкої цегли, яка застосовується для насадок регенераторів, $230 \times 114 \times 65 \text{ мм}$.
5. Ширина газового й повітряного регенераторів – 2,552 м.
6. Висота регенераторів – 4,176 м.
7. Тривалість циклу роботи – 20 хвилин ($\tau_n = 10 \text{ хв.}$, $\tau_d = 10 \text{ хв.}$).

Розрахунки виконано для різних розмірів осередків насадок газового й повітряного регенераторів і при різному положенні роздільної стінки. Широка зміна зазначених параметрів дозволяє визначити раціональний розподіл димових газів й одержати дані для проектування оптимальної конструкції регенеративних теплообмінників.

Результати роботи. На рис.1 зображено дві графічні залежності кількості тепла, внесеного в робочий простір нагрівального колодязя з підігрітим паливом і повітрям від положення роздільної стінки: 1 – для випадку, коли розмір чарунок газового й повітряного регенератора дорівнює $115 \times 115 \text{ мм}$; 2 – для випадку, коли газовий регенератор має розмір чарунок $80 \times 80 \text{ мм}$, а повітряний – $50 \times 50 \text{ мм}$.

З метою поширення результатів розрахунку для інших розмірів регенеративних камер за положення роздільної стінки прийнята відносна довжина повітряного регенератора, тобто відношення довжини повітряного регенератора C_1 до сумарної довжини газового й повітряного регенераторів ($C_1 + D_1$). Із графіка (рис.1) видно, що існують чіткі оптимуми в положенні роздільної стінки, при яких досягається максимальна ступінь утилізації тепла.

Так, для першого випадку оптимальною є відносна довжина повітряного регенератора 0,385-0,4, а для другого варіанта – 0,5. Відхилення в положенні роздільної стінки в межах: 1 – $0,3 \times 0,43$; 2 – $0,4 \times 0,53$ не призводить до значного погіршення теплової роботи регенеративних теплообмінників, однак при більш істотному відхиленні від оп-

тимому спостерігається значне зниження кількості тепла, що надходить у робочий простір колодязя. Зменшення розмірів чарунок регенераторів звужує діапазон можливих відхилень роздільної стінки від оптимального положення й призводить до більш різкого падіння коефіцієнта регенерації теплоти димових газів [2].

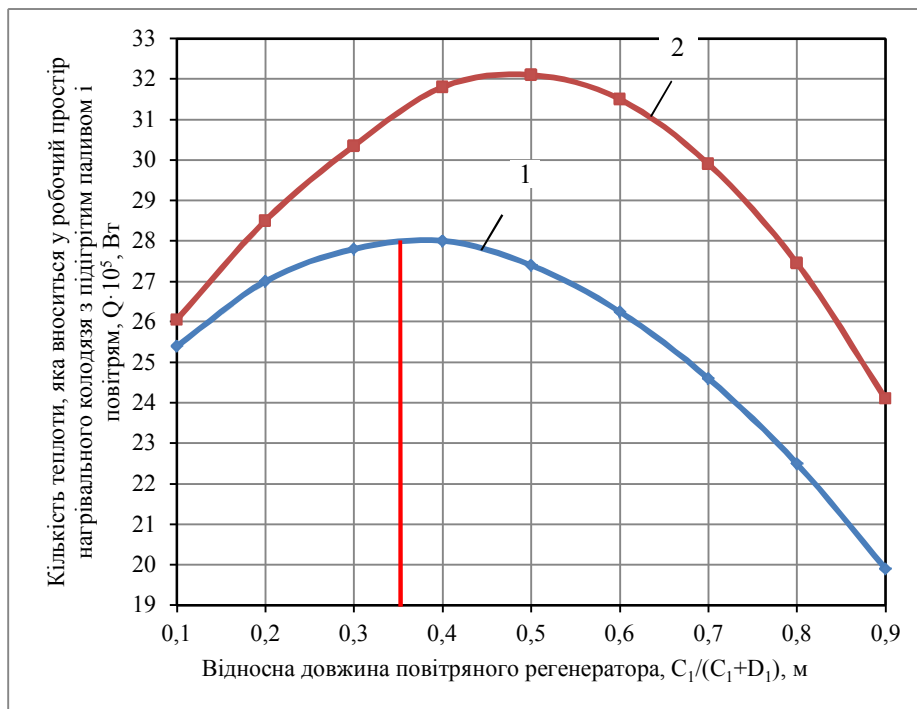


Рисунок 1 – Залежність кількості тепла, внесеного в робочий простір з підігрітими паливом і повітрям, від положення роздільної стінки

На рис.2-5 наведено залежності, які характеризують теплову роботу регенераторів.

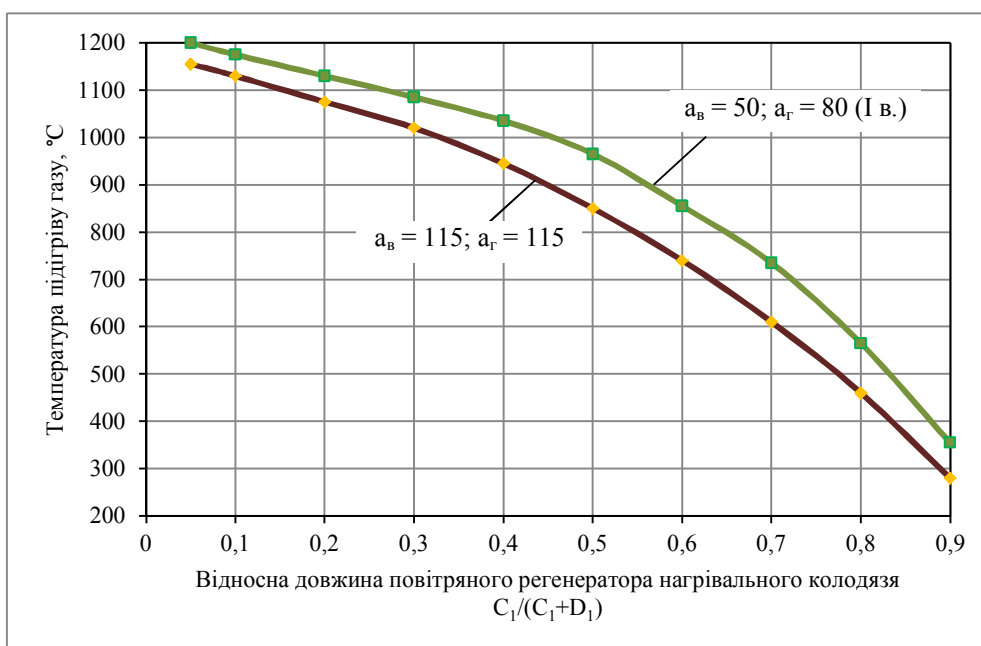


Рисунок 2 – Залежність температури підігріву газу від положення роздільної стінки

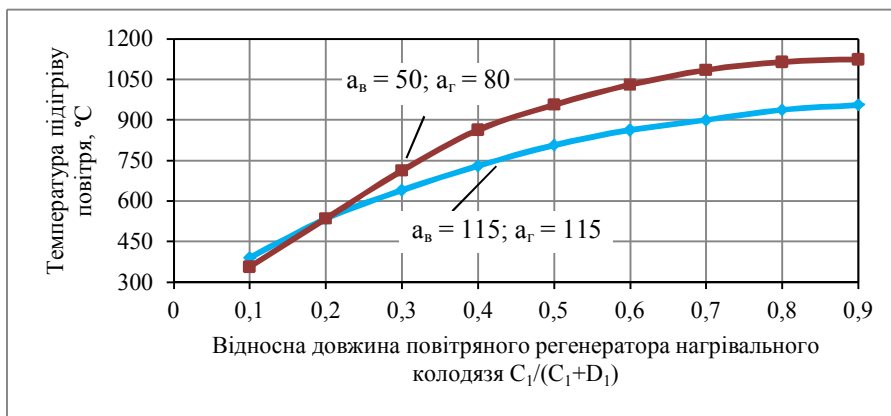


Рисунок 3 – Залежність температури підігріву повітря від положення роздільної стінки

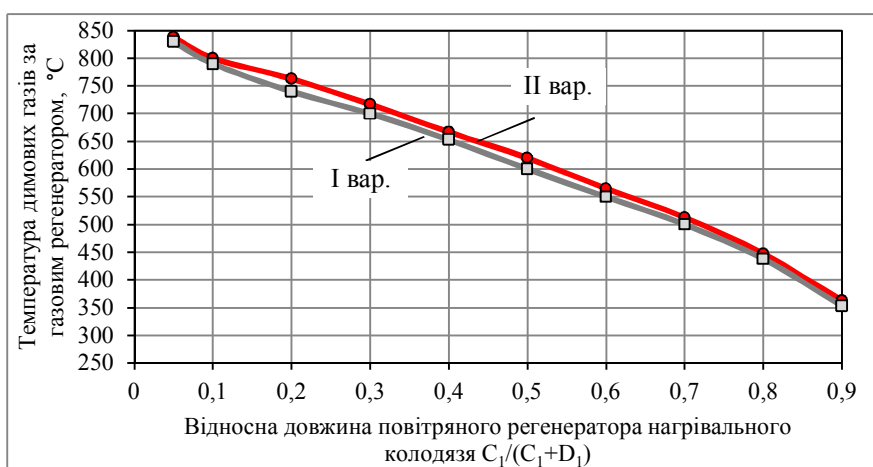


Рисунок 4 – Залежність температури димових газів за газовим регенератором від положення роздільної стінки

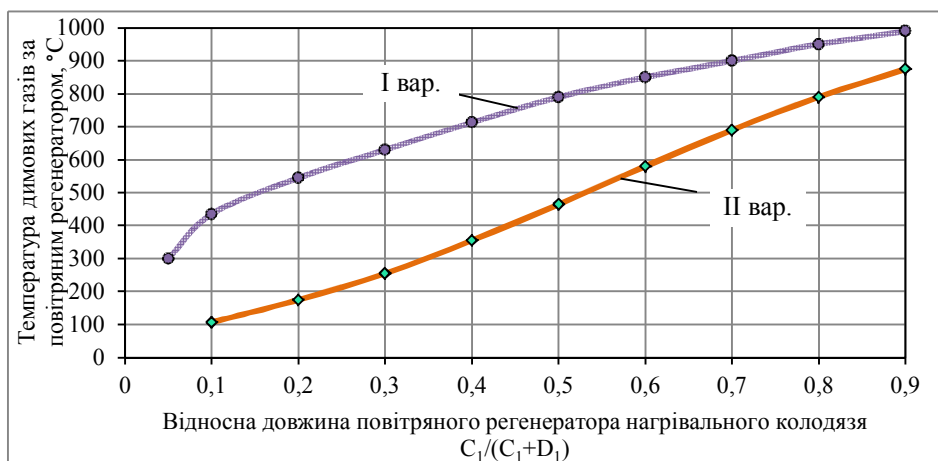


Рисунок 5 – Залежність температури димових газів за повітряним регенератором від положення роздільної стінки

Розглянемо вплив положення роздільної стінки на ефективність роботи регенераторів при зменшенні розміру газової насадки до 80×80 мм (повітряні насадки дорівнюють 50×50 мм).

Основні показники, що характеризують роботу регенераторів, наведено в табл.1.

Таблиця 1 – Показники, що характеризують теплову роботу регенераторів

Тип регенератора	Температура підігріву повітря, °С	Температура підігріву газу, °С	Температура димових газів за повітряним регенератором, °С	Температура димових газів за газовим регенератором, °С	Кількість тепла, що вноситься в робочий простір нагрівального колодязя за цикл роботи, кДж/цикл
Розмір чарунок повітряного регенератора 115 мм, газового – 115 мм (при оптимальному положенні роздільної стінки $C_1/(C_1+D_1) = 0,385$)	809	853	791	605	2741,23
Розмір чарунки повітряного регенератора 50 мм, газового – 80 мм (при оптимальному положенні роздільної стінки $C_1/(C_1+D_1) = 0,385$)	865	1034	357	672	2795,149

Зменшення розмірів чарунок газового регенератора природно призводить до збільшення його поверхні нагрівання, однак зростає й опір на шляху руху димових газів, що призводить до перерозподілу димових потоків між газовим і повітряним регенераторами. Зменшення кількості димових газів, що проходять через газовий регенератор, знижує температуру підігріву газу навіть при збільшенні поверхні нагрівання, але одночасно зростає температура підігріву повітря за рахунок збільшення кількості диму, що проходить через повітряний регенератор. Значне збільшення температури димових газів за повітряним регенератором свідчить про погане використання поверхні нагрівання, хоча, загалом, сумарна кількість тепла, внесена в робочий простір нагрівального колодязя, збільшується також, як і коефіцієнт регенерації тепла. З метою більш ефективного використання поверхонь теплообміну необхідно роздільну стінку зміщати у напрямку повітряного регенератора для забезпечення оптимального перерозподілу димових газів та підвищення ступеня утилізації теплоти. Як видно з рис.1, найбільш повна утилізація теплоти спостерігається при відносній довжині повітряного регенератора (0,385-0,4) і 0,5.

Аналізуючи дані, представлені на рис.2-5, можна зробити висновки, що при постійних розмірах чарунок насадок регенераторів переміщення роздільної стінки у напрямку газового регенератора призводить до збільшення температури підігріву повітря та диму за повітряним регенератором, а також до зниження температури підігріву газу та диму за газовим регенератором.

Димові газы, що надходять із робочого простору нагрівального колодязя в наднасадний простір, розподіляються нерівномірно в газовий і повітряний регенератори. Розподіл димових газів відбувається у відповідності до значень площі живого перетину регенератора. Для різних розмірів повітряного та газового регенераторів визначено живі перетини та відповідно розподіл димових газів по регенераторах. Результати цих розрахунків представлено у табл.2 та 3 відповідно.

Таблиця 2 – Значення живих перетинів регенераторів та розподіл димових газів для регенераторів з розміром чарунок газового і повітряного регенераторів 115×115 мм

Розміри регенераторів	Площа живого перетину газового регенератора $F_{ж}^g, м^2$	Площа живого перетину повітряного регенератора $F_{ж}^n, м^2$	Димові гази, що надходять у газовий регенератор $V_{\partial}^g, м^3/год.$	Димові гази, що надходять у повітряний регенератор $V_{\partial}^n, м^3/год.$
1	2	3	4	5
1. Газовий 0,3×2,552 м Повітряний 2,844×2,552 м	0,296	2,802	822	7778
2. Газовий 0,6×2,552 м Повітряний 2,544×2,552 м	0,591	2,5060	1641	6959
3. Газовий 0,9×2,552 м Повітряний 2,244×2,552 м	0,887	2,211	2462	6138
4. Газовий 1,2×2,552 м Повітряний 1,944×2,552 м	1,182	1,915	3282	5318
5. Газовий 1,5×2,552 м Повітряний 1,644×2,552 м	1,478	1,619	4104	4496
6. Газовий 1,8×2,552 м Повітряний 1,344×2,552 м	1,773	1,324	4923	3677
7. Газовий 2,1×2,552 м Повітряний 1,044×2,552 м	2,069	1,028	5745	2855
8. Газовий 2,4×2,552 м Повітряний 0,744×2,552 м	2,364	0,733	6565	2035
9. Газовий 2,7×2,552 м Повітряний 0,444×2,552 м	2,660	0,437	7387	1213

З літературних джерел [3] відомо, що при експлуатації регенераторів продукти згоряння розподіляються нерівномірно, що призводить до недовикористання поверхні теплообміну та зниженню ефективності їхньої роботи. Існує ряд конструктивних заходів,

Таблиця 3 – Значення живих перетинів регенераторів і розподіл димових газів для регенераторів з розміром чарунок 80×80 мм для газового регенератора та 50×50 мм для повітряного регенератора

Розміри регенераторів	Площа живого перетину газового регенератора $F_{ж}^g, м^2$	Площа живого перетину повітряного регенератора $F_{ж}^n, м^2$	Димові гази, що надходять у газовий регенератор $V_{\delta}^g, м^3/год.$	Димові гази, що надходять у повітряний регенератор $V_{\delta}^n, м^3/год.$
1	2	3	4	5
1. Газовий 0,3×2,552 м Повітряний 2,844×2,552 м	0,224	1,531	1098	502
2. Газовий 0,6×2,552 м Повітряний 2,544×2,552 м	0,447	1,370	2116	6484
3. Газовий 0,9×2,552 м Повітряний 2,244×2,552 м	0,671	1,208	3071	5529
4. Газовий 1,2×2,552 м Повітряний 1,944×2,552 м	0,894	1,047	3961	4639
5. Газовий 1,5×2,552 м Повітряний 1,644×2,552 м	1,118	0,885	4800	3800
6. Газовий 1,8×2,552 м Повітряний 1,344×2,552 м	1,341	0,724	5585	3015
7. Газовий 2,1×2,552 м Повітряний 1,044×2,552 м	1,565	0,562	6328	2272
8. Газовий 2,4×2,552 м Повітряний 0,744×2,552 м	1,789	0,401	7025	1575
9. Газовий 2,7×2,552 м Повітряний 0,444×2,552 м	2,012	0,239	7687	913

спрямованих на підвищення рівномірності розподілу продуктів згоряння у регенеративних насадках, зокрема, верхні ряди насадок виконуються східчасто, регенератор викладають у вигляді двох камер з різними розмірами чарунок насадок. У роботі запропонова-

но спосіб збільшення рівномірності розподілу продуктів згоряння шляхом використання змінного перетину насадок по довжині, що забезпечує підвищення ефективності використання поверхні нагрівання, збільшення температур підігріву повітря й палива.

Висновки. 1. На підставі теоретичних досліджень встановлено, що при одночасній роботі регенеративних теплообмінників, працюючих з підігрівом палива та повітря, існує оптимальне положення роздільної стінки, при якому досягається максимальна утилізація тепла відхідних продуктів згоряння.

2. На підставі випробувань встановлено, що швидкість руху димових газів у насадці повинна становити 1,0-1,2 м/с для досягнення оптимального режиму роботи нагрівального колодязя.

3. Запропонована конструкція насадок регенераторів забезпечує рівномірний розподіл продуктів згоряння по перетину та підвищує ефективність використання поверхні нагріву.

ЛІТЕРАТУРА

1. Глущенко О.Л. Розробка математичної моделі спільної роботи газових та повітряних регенераторів нагрівальних колодязів для оптимізації їх утилізаційних характеристик / Глущенко О.Л. // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2015. – Випуск 2 (27). – С.157-162.
2. Решетняк И.С. Проектирование регенеративных теплообменников для установок, работающих на низкокалорийном топливе / Решетняк И.С., Словиковский П.А., Хандрига Г.С. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 1980. – Вып. 3. – С.35-38.
3. Совершенствование системы отопления и повышение тепловой эффективности металлургических печей: тематический отраслевой сборник / отв. ред. Тымчак В.М. и др. – М.: Металлургия, 1984. – 72с.

Надійшла до редколегії 03.04.2017.

УДК 658.26

КЛИМОВ Р.О., к.т.н., доцент

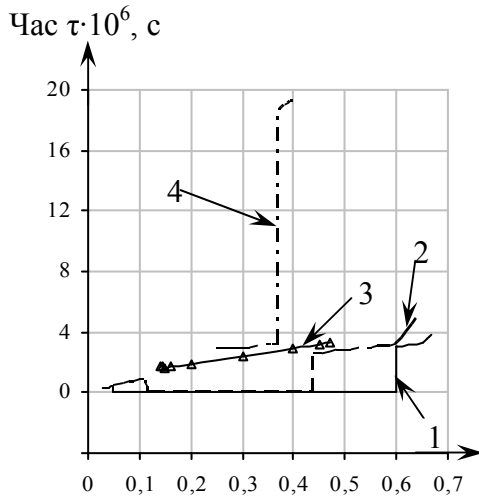
Дніпродзержинський державний технічний університет, м. Кам'янське

ВПЛИВ СТРУКТУРНИХ ТА ФІЗИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ В ПРОЦЕСАХ ПРИГОТУВАННЯ РІДКИХ ПАЛИВ

Вступ. Процеси приготування стійких рідких водо-мазутних палив є одними з найбільш енергоємних процесів у промисловості, що пов'язано зі значною перевитратою теплоти і енергії, необхідних для дроблення дисперсної фази. Для створення дисперсних систем найбільшого поширення набув метод механічного дроблення. Основним напрямком зниження витрат енергії є використання принципу дискретно-імпульсного введення енергії [1]. Можливим є використання динамічних ефектів при закипанні крапель малих розмірів для дроблення більш великих крапель. Проведемо дослідження процесів руйнування границі розділу фаз (мазут-пара) і подальшого утворення стійкого до розшарування мазутного палива в суміші з водою при взаємодії двох закипаючих часток води, при різних початкових радіусах, відстанях між частками, температурах і різних значеннях міжфазного натягу.

Постановка задачі. Вивчити вплив різних чинників на процес дроблення дисперсної фази емульсії при її закипанні.

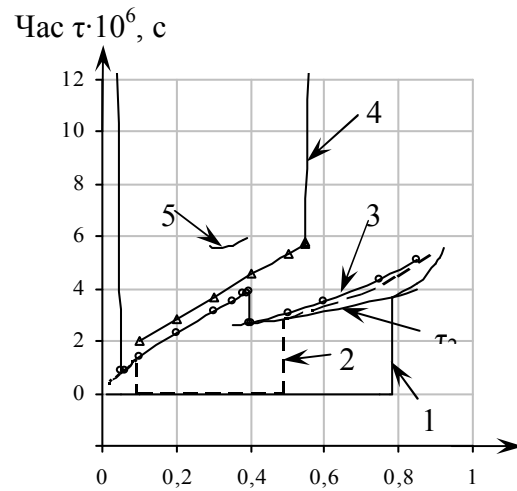
Результати роботи. Проведені за моделями [2, 3] розрахунки для двох крапель дисперсної фази, що знаходяться на різних відстанях одна від іншої і при різних початкових радіусах більшої з крапель, наведені на рис.1, 2.



Співвідношення радіусів крапель R_2/R_1

Рисунок 1 – Залежність часу до дроблення краплі від відносного радіуса сусідньої краплі та відстані між поверхнями крапель h :

1 – 15 мкм; 2 – 20 мкм; 3 – 40 мкм; 4 – 50 мкм;
 $R_1 = 100$ мкм, $t = 130$ °C



Співвідношення R_2/R_1

Рисунок 2 – Залежність $\tau = f(R_2/R_1, h)$ при h :

1 – 20 мкм; 2 – 40 мкм; 3 – 60 мкм;
 4 – 100 мкм; 5 – 150 мкм;
 $R_1 = 200$ мкм, $t = 130$ °C

На рис.1, 2 представлено залежності часу до дроблення краплі від відносного радіуса сусідньої краплі і різних геометричних розмірів між поверхнями даних крапель при початковій температурі системи 130°C і відповідному тиску насичення, при миттєвому скиданні тиску до атмосферного. З даних рисунків видно, що зі зростанням початкового радіуса великої краплі відбувається збільшення відстані між краплями, при якому ще можливе дроблення крапель. Також збільшується відносний радіус малої краплі, тобто зі збільшенням радіуса великої краплі для існування процесу дроблення необхідною умовою є наявність закипаючої сусідньої краплі, яка за розміром мало відрізняється від великої і, як впливає з рис.2, $R_2 \approx 0,92R_1$ для даної початкової температури. Час до моменту дроблення в цілому зі збільшенням радіуса R_1 також збільшується, що можна пояснити як більш повільним процесом зростання парової фази в динамічному відношенні, так і збільшенням можливої відстані h . Аналізуючи рис.1, можна говорити про те, що при певних міжповерхневих відстанях для заданого проміжку значень відносного радіуса другої краплі можливе практично миттєве руйнування великої частки. Зі збільшенням даної відстані діапазон значень відносного радіуса крапель, при якому можливе миттєве дроблення великої краплі, зменшується, а після певного значення h видно практично лінійну залежність між часом до руйнування і відносним радіусом крапель при постійному значенні h . З рис.2 випливає, що для даного початкового радіуса R_1 при певному значенні параметра R_2/R_1 можливе також і дроблення більш дрібної краплі (крива τ_2), що вказує на неоднозначність у розгляді процесів дроблення (може подрібнюватися як велика, так і дрібна крапля). Це пояснюється тим, що процеси прискорення-уповільнення для крапель з різними початковими радіусами протікають при різних періодах і амплітудах змін.

У деякий момент часу відбувається суттєвий перепад у значеннях прискорення або швидкості, що діють на поверхні будь-якої з крапель, і в результаті навіть більш дрібна крапля може бути роздроблена великою краплею.

На рис.1, 2 видно, що для певних значень h та R_2/R_1 відбувається різке збільшення часу до дроблення частки. Дане розрахункове значення часу відповідає тому періоду, при якому дві краплі стикаються своїми поверхнями одна з іншою, що впливає з кривої 1 на рис.2. Для деяких значень h та R_2/R_1 руйнування великої краплі буде від-

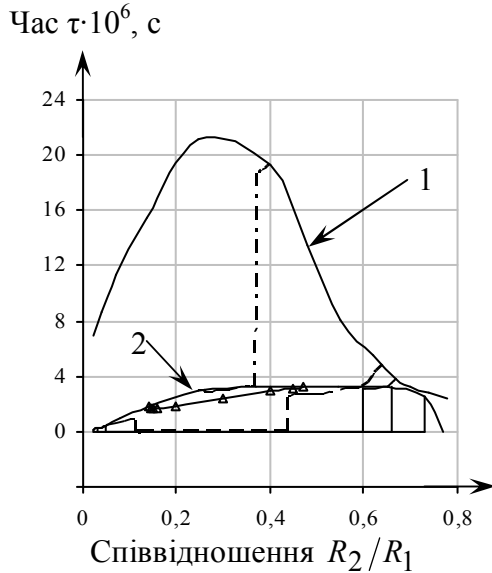


Рисунок 3 – Залежність часу до моменту зустрічі поверхонь крапель (крива 1) та критичного часу для розрахунку (крива 2) від відносного радіуса сусідньої краплі та відстані між поверхнями крапель h . Вихідні дані з рис.1

буватися при практично повному зіткненні крапель, а для інших значень такий ефект спостерігатися не буде. Це вказує на те, що з більшою ймовірністю дроблення крапель відбуватиметься не в момент їх зіткнення, а в момент часу, визначений під критичною кривою 2 (рис.3) або на даній кривій. Ця крива виключає імовірнісні процеси дроблення при зіткненні крапель, а залишає лише однозначне дроблення будь-якої з двох крапель. З рис.1, 2 випливає, що для кожного розглянутого випадку існують певні критичні значення і відповідні їм τ_{cr} , які знаходяться на кривій $\tau_{cr} = f(R_2/R_1)$ (крива 2, рис.3) і визначають можливість дроблення крапель.

Величину h_{cr} зручно представити у відносному вигляді $\vartheta_{cr} = h_{cr}/R_1$. Для дослідження

залежностей ϑ_{cr} ($y_1 = \vartheta_{cr}$) і τ_{cr} ($y_2 = \tau_{cr}$) при різних значеннях початкового радіуса великої краплі R_1 , відносного радіуса малої краплі $\delta = R_2/R_1$, початкової температури системи t_0 і значення коефіцієнта міжфазного натягу σ використаємо ортогональний центральний композиційний план типу 2^n ($n = 4$) [4]. Для цього плану модель має вигляд

$$y(a, x) = a_0 + a_1x_1 + \dots + a_nx_n + a_{n+1}x_1^2 + \dots + a_{2n}x_n^2 + a_{2n+1}x_1x_2 + \dots + a_kx_{n-1}x_n. \quad (1)$$

Рівні варіювання факторів представлено в табл.1, а матриця планування – в табл.2 [4].

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів

Фактори	Код	-1.414	-1	0	+1	+1,414
R_1 , мкм	x_1	17.2	100	300	500	582.8
R_2/R_1	x_2	0.076	0.2	0.5	0.8	0.924
t , °C	x_3	109.7	120	145	170.0	180.4
σ , мН/м	x_4	9.65	20	45	70	80.35

Для величини \mathcal{G}_{cr} отримано модель процесу у вигляді

$$\begin{aligned} \mathcal{G}_{cr}(x) = & 1.973 - 0.047x_1 + 0.563x_2 + 2.156x_3 - 0.921x_4 - 0.18x_1^2 + \\ & + 0.018x_2^2 + 0.884x_3^2 + 0.657x_4^2 - 0.147x_1x_2 - 0.677x_1x_3 - 0.261x_1x_4 + \\ & + 0.639x_2x_3 - 0.219x_2x_4 - 0.416x_3x_4, \end{aligned} \quad (2)$$

де $x_1 = \frac{R_1 - 300}{200}$, $x_2 = \frac{\delta - 0.5}{0.3}$, $x_3 = \frac{t - 145}{25}$, $x_4 = \frac{\sigma - 0.045}{0.025}$.

Оцінка дисперсії помилок розрахунку обчислюється за допомогою залишкової суми квадратів

$$S_R = \sum_{j=1}^N (\hat{y}_j - y_j)^2, \quad (3)$$

з числом ступенів свободи

$$\varphi_1 = N - k - 1, \quad (4)$$

за формулою

$$s_R^2 = \frac{S_R}{\varphi_1}, \quad (5)$$

де \hat{y}_j – результати, отримані за рівнянням (2) для $N = 1, 2, \dots, 25$; y_j – результати за табл.2; $k = 14$.

Таблиця 2 – Матриця планування і результати розрахунків в кодованих величинах

N	Матриця плану				y ₁	y ₂ , МКС
	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄		
1	-1	-1	-1	-1	0.878	2.012
2	+1	-1	-1	-1	2.378	10.15
3	-1	+1	-1	-1	0.823	3.131
4	+1	+1	-1	-1	2.522	50.65
5	-1	-1	+1	-1	5.61	352.0
6	+1	-1	+1	-1	4.928	60.8
7	-1	+1	+1	-1	9.24	651.0
8	+1	+1	+1	-1	7.566	394.6
9	-1	-1	-1	+1	0.576	44.96
10	+1	-1	-1	+1	1.208	17.56
11	-1	+1	-1	+1	0.42	12.15
12	+1	+1	-1	+1	0.766	10.59
13	-1	-1	+1	+1	4.16	338.0
14	+1	-1	+1	+1	2.644	40.5
15	-1	+1	+1	+1	6.52	640.1
16	+1	+1	+1	+1	3.732	314.1
17	-1.414	0	0	0	0.985	32.86
18	+1.414	0	0	0	2.079	7.91
19	0	-1.414	0	0	1.203	6.41
20	0	+1.414	0	0	2.653	654.0
21	0	0	-1.414	0	0.73	8.31
22	0	0	+1.414	0	6.59	726.0
23	0	0	0	-1.414	4.80	4.44
24	0	0	0	+1.414	1.613	31.02
25	0	0	0	0	2.293	63.2

Залишкова сума квадратів для величини \mathcal{G}_{cr} за отриманою моделлю складає $S_R = 1.985$ при числі ступенів свободи $\varphi_1 = 10$. Перевірка значущості коефіцієнтів проводилася за «порогами» значимості для різних ефектів факторів $h_m s$, де $h_m = t_{cr} \sqrt{c_m}$ ($m = 1, 2, 3$) [4], t_{cr} – критичне значення розподілу Стьюдента при заданому рівні значущості і числі ступенів свободи.

При цьому коефіцієнт a_i в моделі вважається значимим, якщо виконується умова

$$|a_i| > h_m \cdot s. \quad (6)$$

Для перевірки значущості коефіцієнтів використовуємо в якості оцінки s^2 дисперсії помилок залишкову дисперсію $s^2 = s_R^2 = 0.1985$. При $n = 4$, $\nu = 1$ і рівні значущості $1 - P = \alpha = 0.05$ з [4] маємо: $h_1 = 0.498$, $h_2 = 0.788$, $h_3 = 0.557$. Порівняння додатків sh_1 з абсолютними значеннями оцінок коефіцієнтів при лінійних членах, sh_2 – з оцінками коефіцієнтів при квадратах факторів і sh_3 – з оцінками при парних взаємодіях показує, що умова (6) не виконується для коефіцієнтів при наступних функціях: $x_1, x_1^2, x_2^2, x_1 x_2, x_2 x_4$. Виключаючи ці функції з рівняння (2), отримаємо

$$\begin{aligned} \mathcal{G}_{cr}(x) = & 1.844 + 0.563x_2 + 2.156x_3 - 0.921x_4 + 0.884x_3^2 + \\ & + 0.657x_4^2 - 0.677x_1x_3 - 0.261x_1x_4 + 0.639x_2x_3 - 0.416x_3x_4. \end{aligned} \quad (7)$$

У даному рівнянні всі коефіцієнти, які залишилися (крім a_0), збігаються з їх значеннями в рівнянні (2). Цей факт – результат ортогональності плану. Оцінка a_0 пов'язана з оцінками коефіцієнтів при квадратах змінних.

Для перевірки адекватності моделі використовуємо критерій Фішера

$$F = \frac{S_R / \varphi_1}{S_e / \varphi_2} < F_{cr}. \quad (8)$$

При цьому оцінка дисперсії помилок спостережень обчислюється за допомогою суми квадратів помилок

$$S_e = \sum_{i=1}^{\nu} (y_{i0} - \hat{y})^2, \quad (9)$$

з числом ступенів свободи

$$\varphi_2 = N(\nu - 1). \quad (10)$$

Для оцінки дисперсії помилок дослідів, викликаних похибками у визначенні розмірів часток і коефіцієнта міжфазного натягу, були проведені чотири повторних досліди в центральній точці даного плану. Після обчислень отримано $S_e = 0.179$ для числа ступенів свободи $\varphi_2 = 3$. Тоді за рівнянням (8) критерій Фішера дорівнює $F = 3.326$. Критичне значення критерію Фішера для $\alpha = 0.05, \varphi_1 = 10, \varphi_2 = 3$ має значення $F_{cr} = 8.79$ [4]. Так як $F < F_{cr}$, то за критерієм Фішера модель адекватна істинній залежності.

Для величини τ_{cr} отримано модель процесу у вигляді

$$\begin{aligned} \tau_{cr}(x) = & (14.05 - 5.9x_1 + 10.63x_2 + 18.27x_3 - 0.34x_4 - 6.97x_1^2 + \\ & + 8.52x_2^2 + 10.37x_3^2 - 7.1x_4^2 + 0.45x_1x_2 - 7.49x_1x_3 - 1.003x_1x_4 + \\ & + 7.54x_2x_3 - 0.87x_2x_4 - 0.91x_3x_4) \cdot 10^{-5}. \end{aligned} \quad (11)$$

Залишкова сума квадратів для величини τ_{cr} за отриманою моделлю складає $S_R = 1.24 \cdot 10^{-7}$ при числі ступенів свободи $\varphi_1 = 10$. Дисперсія помилок розрахунку дорівнює $s^2 = 1.24 \cdot 10^{-8}$. Після перевірки коефіцієнтів на значущість і виключення незначущих факторів або їх ефектів отримано наступну модель залежності:

$$\tau_{cr}(x) = (8.477 - 5.9x_1 + 10.63x_2 + 18.27x_3 + 8.52x_2^2 + 10.37x_3^2 - 7.1x_4^2 - 7.49x_1x_3 + 7.54x_2x_3) \cdot 10^{-5}. \quad (12)$$

Після проведення чотирьох повторних дослідів в центральній точці даного плану і обчислень отримано $S_e = 7.6 \cdot 10^{-9}$ для числа ступенів свободи $\varphi_2 = 3$. Тоді за рівнянням (8) критерій Фішера дорівнює $F = 4.89$. Критичне значення критерію Фішера для $\alpha = 0.05, \varphi_1 = 10, \varphi_2 = 3$ має значення $F_{cr} = 8.79$ [4]. Так як $F < F_{cr}$, то за критерієм Фішера модель адекватна істинній залежності.

Аналізуючи отримані рівняння (7) і (12) видно, що найбільший вплив на $\mathcal{G}_{cr}(x)$ і $\tau_{cr}(x)$ надає чинник x_3 (найбільші значення коефіцієнтів при даному факторі). При цьому даний фактор носить більш складний характер, ніж параболічний, тому сильно взаємодіє з x_1, x_2, x_4 для залежності $\mathcal{G}_{cr} = f(x)$ і з x_1, x_2 для $\tau_{cr} = f(x)$. Зі збільшенням температури системи відстань між краплями, при якій ще можливе дроблення, зростає. Це пояснюється наявністю великих динамічних сил, що виникають при різкому скиданні тиску до атмосферного, в системі двох водних часток, які закипають в мазуті, внаслідок чого збільшується і відстань дії даних сил. Зі збільшенням температури також збільшується і τ_{cr} , що є наслідком відповідного збільшення міжбульбашкової відстані.

Другим за впливом на $\mathcal{G}_{cr}(x)$ є фактор x_4 , який також носить складний характер впливу через своєї взаємодії з іншими факторами. Для $\tau_{cr}(x)$ цей фактор носить параболічний характер. Зі збільшенням міжфазного натягу величина критичної відстані $\mathcal{G}_{cr}(x)$ знижується, що викликано фактом збільшення необхідної сили, яка призводить до дроблення краплі, тобто збільшується енергетичний поріг, при подоланні якого можливе дроблення. Зрозуміло, що даний поріг буде з найбільшою ймовірністю подолано при менших відстанях між закипаючими краплями. Зі збільшенням σ критичний час зменшується, що викликано відповідним зменшенням $\mathcal{G}_{cr}(x)$.

Фактор x_1 (радіус R_1) найбільш значущий лише для критичного часу, а для критичної міжбульбашкової відстані він проявляється тільки при взаємодії з температурою і коефіцієнтом міжфазного натягу. Зі збільшенням початкового радіуса великої краплі величина $\mathcal{G}_{cr}(x)$ також збільшується. Це викликано тим, що більш велика крапля може бути зруйнована при дії меншого динамічного ефекту відповідно до критеріїв Бонда і Вебера [1], як наслідок, джерело даного динамічного впливу може бути розташоване на більшій відстані від подрібнюваної краплі. Критичний час для найбільшого проміжку досліджуваних температур зі збільшенням R_1 зменшується за лінійним законом, що пояснюється відносною «легкістю» у руйнуванні великих крапель, навіть якщо джерело динамічного впливу розташоване на відносно великій відстані.

Співвідношення радіусів крапель (фактор x_2) найбільший вплив має на $\tau_{cr}(x)$, і для обох функцій зміни $\tau_{cr}(x), \mathcal{G}_{cr}(x)$ проявляє сильну взаємодію з температурою. В цілому ж при збільшенні δ для більшості значень досліджуваних температур величина критичної відстані збільшується, що пояснюється більшою околицею дії сил від крапель великого розміру (для радіуса R_2), ніж від малих крапель, а, значить, більш великі

краплі (що мають радіус менший, ніж R_1) можуть розташовуватися на більшій відстані від краплі з радіусом R_1 .

Висновки. Основним фактором, що визначає дроблення дисперсних часток води в мазуті, є температура. Цей фактор в першу чергу визначає витрати енергії на приготування стійкого водо-мазутного палива. Другим фактором є натяг на міжфазній межі розділу, значення цього коефіцієнта регулюється шляхом додавання поверхнево-активних речовин. Розміри часток води, розподіленої в мазуті, визначаються процесами прогріву холодного мазуту парою та мають певне значення. Виходячи з цього, основними параметрами регулювання процесу приготування стійкого до розшарування водо-мазутного палива є тиск насичення водної фази та відповідна йому температура системи, а також міжфазний натяг. Визначення оптимальних значень цих параметрів дозволить раціонально використовувати енергію в процесах приготування рідких палив.

ЛІТЕРАТУРА

1. Долинский А.А. Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке / А.А.Долинский, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т.23. – №4-5. – С.5-20.
2. Павленко А.М. Кинетика испарения в процессах гомогенизации / А.М.Павленко, Р.А.Климов, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28. – №6. – С.14-20.
3. Климов Р.А. Особенности возникновения динамических разрушающих сил при вскипании эмульсий // Збірник наукових праць ДДТУ: (технічні науки) / Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2011. – Випуск 1 (16). – С.159-162.
4. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Хартман К. – М.: Мир, 1977. – 552с.

Надійшла до редколегії 23.01.2017

УДК 622.41.012.2

СТАСЕВИЧ Р.К., к.т.н., ст. науч. сотр.
СТАСЕВИЧ Д.О. *, инженер
ЛИТВИНЕНКО А.А. **, к.т.н., доцент
ЮРЧЕНКО А.А. **, к т н., доцент

Институт геотехнической механики НАН Украины
*ПАТ «Днепровский металлургический комбинат»
**ГВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепро

ИССЛЕДОВАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ ШАХТЫ

Введение. Большинство угольных и рудных шахт Украины проветриваются по фланговой схеме. В процессе ведения горных работ режимы работы вентиляторов главного проветривания постоянно изменяется, так как аэродинамическое сопротивление шахтной сети не является постоянной величиной. Это вызвано тем, что площадь сечения участков горных выработок зачастую снижается из-за действия горного давления, выработки загромождаются материалами и оборудованием, изменяется топология шахтной сети из-за погашения отработанных участков и нарезки новых выработок. Кроме этого, внешние и внутренние утечки воздуха в вентиляционной сети трудно поддаются учёту, главные и вспомогательные стволы в момент встречи подъёмных сосудов практически перекрываются, заводские аэродинамические характеристики зачастую в силу разных причин не соответствуют действительным, физика некоторых процессов недостаточно изучена.

Эти особенности вентиляционной системы шахты учитываются при проведении воздушно-депресссионных съёмов, которые проводятся с периодичностью один раз в три года. Расчёты естественного распределения воздуха в шахтной сети и требуемых режимов работы вентиляторов, в том числе и с использованием ЭВМ, требуют достоверной информации о топологии вентиляционной сети и параметрах её ветвей, значениях утечек, сопротивлениях регуляторов расхода воздуха в сети и т. д. Эта информация устанавливается по результатам воздушно-депресссионных съёмов. Поэтому регулирование распределения воздуха в шахтной сети в период между депрессионными съёмками зачастую производится на основе интуиции и инженерного опыта специалистов вентиляционной службы шахты.

Постановка задачи. Одним из этапов обеспечения эффективного проветривания шахты является определение режимов работы вентиляторов главного проветривания. Они определяются в период проектирования шахты и корректируются по результатам депрессионных съёмов. Однако в процессе ведения горных работ изменяются параметры вентиляционной системы, что приводит к изменению режимов работы вентиляторов главного проветривания. При этом их подача воздуха может отличаться от расчётной, что может привести к дефициту или избытку подаваемого в шахту воздуха. Поэтому возникает необходимость дополнительной корректировки режимов работы вентиляторов главного проветривания.

В настоящей работе поставлена задача по разработке методики определения рациональных режимов работы двух центробежных вентиляторов с регулируемыми электроприводами действующей шахты при их совместной работе на общую вентиляционную сеть при изменении её параметров.

Результаты работы. Решение задачи по определению рациональных режимов работы вентиляторов главного проветривания можно осуществить графоаналитическим методом при минимальной информации о параметрах вентиляционной системы.

В качестве исходной информации используются известные аэродинамические характеристики вентиляторов главного проветривания, режимы их работы (подача и депрессия), расчётные значения подачи воздуха в шахту для каждого вентилятора и известное аэродинамическое сопротивление вспомогательного ствола. Рассмотрим для примера вентиляционную систему шахты, которая включает два центробежных вентилятора, работающих по фланговой схеме (рис.1).

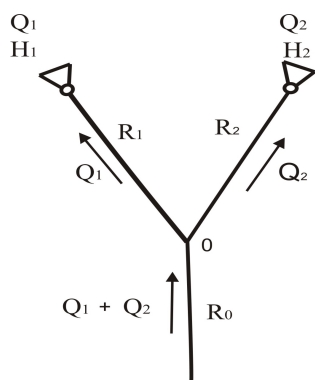


Рисунок 1 – Схема включения вентиляторов

Здесь Q_1, H_1 – подача и депрессия первого вентилятора; Q_2, H_2 – подача и депрессия второго вентилятора; R_1 – аэродинамическое сопротивление шахтной сети, которая проветривается первым вентилятором (1-ый индивидуальный участок), $H \cdot c^2 / m^8$; R_2 – аэродинамическое сопротивление шахтной сети, которая проветривается вторым вентилятором (2-ой индивидуальный участок), $H \cdot c^2 / m^8$; R_0 – аэродинамическое сопротивление вентиляционного ствола (общий участок), $H \cdot c^2 / m^8$.

По этим данным можно определить аэродинамические сопротивления вентиляционного направления, на которое работает каждый вентилятор из выражения

$$R_i = H_i / Q_i^2,$$

где R_i – аэродинамическое сопротивление вентиляционного направления i -го вентилятора, $H \cdot c^2 / m^8$; H_i – депрессия i -го вентилятора, Па; Q_i – подача i -го вентилятора, m^3 / c .

Для определения аэродинамического сопротивления индивидуальных участков каждого вентилятора необходимо из значения сопротивления их вентиляционных направлений вычесть аэродинамическое сопротивление общего участка. Общим участком для вентиляторов является воздухоподающий ствол, аэродинамическое сопротивление которого можно определить из выражения

$$R_0 = \frac{\alpha PH}{S^3}, \quad (1)$$

где R_0 – аэродинамическое сопротивление воздухоподающего ствола, $H \cdot c^2 / m^8$; α – коэффициент аэродинамического сопротивления трению, который зависит от типа выработки и крепи и приведен в справочной литературе, $H \cdot c^2 / m^4$; P – периметр сечения ствола, m^2 ; H – глубина ствола, m ; S – площадь сечения ствола, m^2 .

Таким образом, значения сопротивлений индивидуальных участков каждого вентилятора можно определить из выражения

$$R_{индi} = R_i - R_0,$$

где $R_{индi}$ – сопротивления i -го индивидуального участка, $H \cdot c^2 / m^8$.

При решении поставленной задачи необходимо условно перенести вентиляторы в т. 0 [1]. Для этого необходимо графическим путём из аэродинамической характеристики вентилятора вычесть аэродинамическую характеристику индивидуального участка, которая в аналитическом выражении имеет вид

$$H_{индi} = R_{индi} \cdot Q_i^2,$$

где $H_{индi}$ – депрессия i -го индивидуального участка, Па.

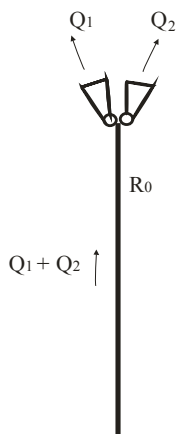


Рисунок 2 – Схема работы вентиляторов при условном их переносе в одну точку

Полученные таким образом аэродинамические характеристики представляют собой характеристики вентиляторов, приведенные к т.0 (рис.2).

Например, действующая шахта имеет две вентиляционные установки, которые работают по фланговой схеме и оборудованы центробежными вентиляторами ВЦД-32 с регулируемым электроприводом, аэродинамические характеристики которых приведены на рис.3 (а – первого вентилятора; б – второго вентилятора). Ограничимся рассмотрением напорных характеристик вентиляторов при максимальной и минимальной частоте вращения рабочих колёс. Здесь I_{600} , II_{600} – аэродинамические характеристики соответственно первого и второго вентиляторов при частоте вращения рабочих колёс 600 об/мин; I_{300} , II_{300} – то же при частоте вращения рабочих колёс 300 об/мин. Далее по выражению (1) рассчитываем аэродинамическую характеристику общего участка вентиляционной сети (воздухоподающего ствола), которая на рис.3 представлена кривой R_0 .

Аэродинамические характеристики индивидуальных участков каждого вентилятора $R_{инд1}$, $R_{инд2}$ определяются путём графического вычитания из характеристик вентиляционных направлений вентиляторов R_1 , R_2 характеристики общего участка R_0 . После этого можно условно перенести вентиляторы в т.0. Приведенные аэроди-

намические характеристики I'_{600} , I'_{300} , Π'_{600} , Π'_{300} получены путём графического вычитания из характеристик вентиляторов при соответствующей частоте вращения рабочего колеса аэродинамических характеристик их индивидуальных участков.

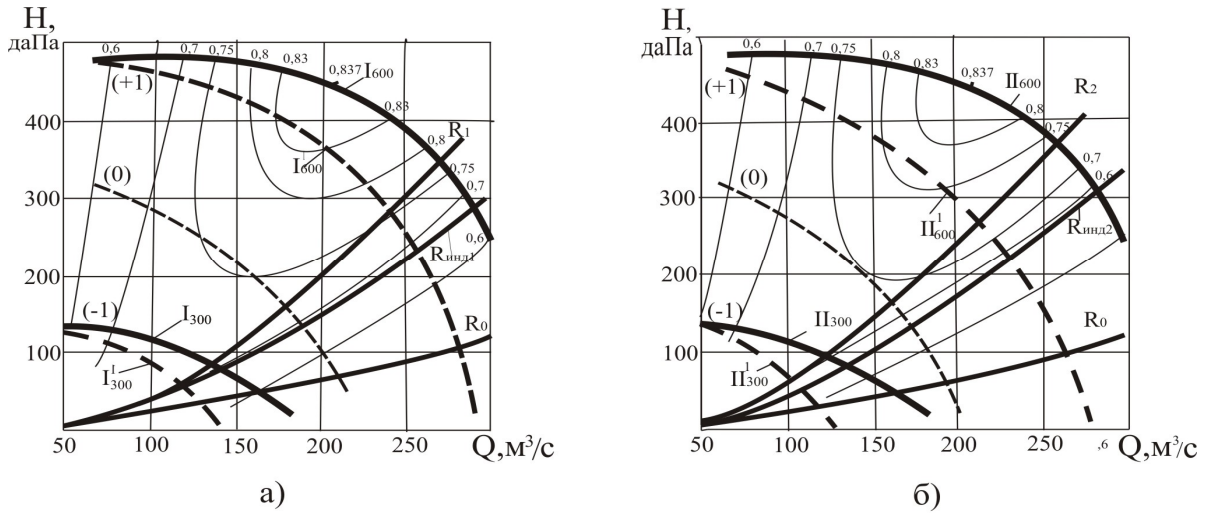
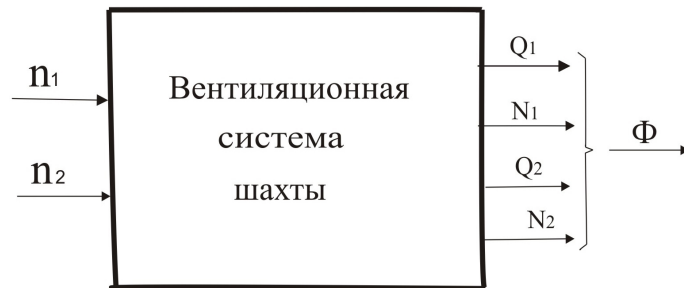


Рисунок 3 – Совмещённые аэродинамические характеристики вентиляторов (заводская и приведенная к т. 0) индивидуальных и общего участков шахтной сети

После этого с помощью известных методик можно определить графическим путём режимы работы вентиляторов.

Решение поставленной задачи осуществляют с применением методов планирования промышленных экспериментов при поиске оптимальных условий [2]. При этом вентиляционную систему шахты представляют в виде кибернетической системы с входными (количество оборотов рабочего колеса вентиляторов) и выходными параметрами (подача воздуха каждого вентилятора и потребляемая на проветривание мощность). Входные параметры должны легко устанавливаться в любом сочетании, а выходные параметры должны быть легко измеряемыми или вычисляемыми (рис.4).



n_1, n_2 – количество оборотов рабочих колёс используемых вентиляторов, об/мин;
 Q_1, Q_2 – подачи используемых вентиляторов, $\text{м}^3/\text{с}$; N_1, N_2 – потребляемая из электрической сети мощность на проветривание (показания ваттметра), кВт

Рисунок 4 – Блок-схема вентиляционной системы шахты

Потребляемую на проветривание мощность расчетного режима каждого вентилятора вычисляют по выражению

$$N_{iP} = \frac{Q_{iP} \cdot H_{iP}}{102\eta_{iP}}, \text{ кВт} \quad (2)$$

где N_{iP} – потребляемая на проветривание мощность i -го вентилятора при расчётном режиме работы, кВт; Q_{iP} , H_{iP} , η_{iP} – подача, депрессия и к.п.д. расчётного режима i -го вентилятора.

После измерения значений выходных параметров рассчитывают значение критерия оптимизации Φ из выражения

$$\Phi = \left| \frac{Q_1 - Q_{1P}}{Q_{1P}} \right| + \left| \frac{Q_2 - Q_{2P}}{Q_{2P}} \right| + \left| \frac{N_1 - N_{1P}}{N_{1P}} \right| + \left| \frac{N_2 - N_{2P}}{N_{2P}} \right|, \quad (3)$$

где Q_{1P} , Q_{2P} – расчётные значения подач используемых вентиляторов, м³/с; N_{1P} , N_{2P} – потребляемая на проветривание мощность вентиляторов, рассчитанная по выражению (2), кВт.

Для получения аналитической зависимости критерия оптимизации от значений входных параметров $\Phi = f(n_1, n_2)$ в соответствии с положениями теории проведения промышленных экспериментов [2] необходимо провести серию опытов, в которых частота вращения рабочих колёс вентиляторов n_1 , n_2 изменяется во всех возможных сочетаниях минимальных и максимальных значений. При этом максимальное значение частоты вращения считают +1, а минимальное значение -1. Их называют кодированным значением входных параметров \bar{n}_1 , \bar{n}_2 . Среднее значение параметров называют нулевым уровнем (0). Количество опытов в эксперименте равно 2^K , где K – количество входных параметров. В каждом опыте измеряют выходные параметры и по выражению (3) вычисляют значение критерия оптимизации Φ (табл.1).

Таблица 1 – План проведения эксперимента и результаты измерений выходных параметров

№ опыта	Входные параметры		Выходные параметры				Φ
	\bar{n}_1	\bar{n}_2	Q_1	Q_2	N_1	N_2	
1	+1	+1	Q_{11}	Q_{21}	N_{11}	N_{21}	Φ_1
2	-1	+1	Q_{12}	Q_{22}	N_{12}	N_{22}	Φ_2
3	+1	-1	Q_{13}	Q_{23}	N_{13}	N_{23}	Φ_3
4	-1	-1	Q_{14}	Q_{24}	N_{14}	N_{24}	Φ_4

Подача каждого из вентиляторов, работающего по схеме, приведенной на рис.2, для опыта №1 определяется следующим образом.

Первоначально в координатных осях $H-Q$ графически получают суммарную характеристику вентиляторов $I_1^{600} + II_2^{600}$ путём сложения напорных характеристик вентиляторов, приведенных к точке 0, с кодированными значениями +1 (рис.5).

Точка пересечения полученной суммарной характеристики с аэродинамической характеристикой общего участка шахтной сети (воздухоподающий ствол) R_0 определит результирующий режим работы вентиляторов $Q_{общ1}$, H_1 . Парциальная производительность каждого вентилятора Q_{11} , Q_{21} определится точкой пересечения горизонтальной линии, проведенной из точки совместного режима, с характеристиками индивидуальных участков вентиляторов $R_{инд1}$, $R_{инд2}$ [1]. Потребляемая на проветривание мощность каждого вентилятора измеряется ваттметрами.

Аналогичным образом определяют общую подачу вентиляторов, подачу каждого вентилятора при частоте вращения рабочих колёс, заданных планом проведения эксперимента, и потребляемую вентиляторами мощность.

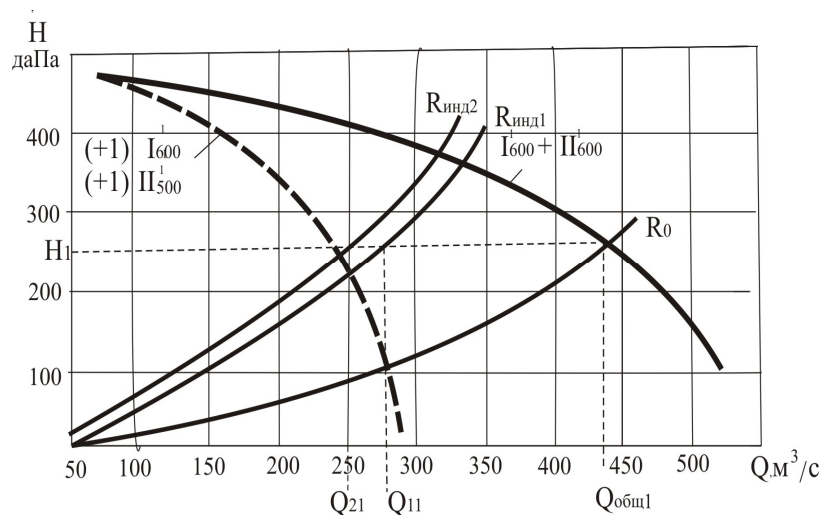


Рисунок 5 – Определение режимов совместной работы вентиляторов

По результатам эксперимента с применением метода наименьших квадратов определяют аналитическую зависимость критерия оптимизации Φ от входных параметров в виде многочлена

$$\Phi = b_0 + b_1 n_1 + b_2 n_2 + b_{12} n_1 n_2, \quad (4)$$

где b_0 – свободный член зависимости; b_1, b_2 – коэффициенты при линейных членах зависимости; b_{12} – коэффициент при нелинейном члене зависимости.

В связи с симметричностью матрицы планирования эксперимента и условия нормировки матрицы [2] определение коэффициентов выражения (4) сводится к простой процедуре поочерёдного перемножения столбца значений критерия оптимизации на столбцы значений входных параметров в кодированных значениях. Коэффициент при нелинейном члене определяется в результате последовательного перемножения столбца значений критерия оптимизации на столбцы всех входных параметров. Деление суммы полученных результатов с учётом знака на количество опытов даёт значение искомого коэффициента. Свободный член выражения рассчитывается как сумма всех значений критерия оптимизации в опытах, делённая на число опытов (табл.2).

Таблица 2 – Расчёт значений коэффициентов выражения (4)

№ п/п	b_0	b_1	b_2	b_{12}
1	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$
2	$+\Phi_2$	$-\Phi_2$	$+\Phi_2$	$-\Phi_2$
3	$+\Phi_3$	$+\Phi_3$	$-\Phi_3$	$-\Phi_3$
4	$+\Phi_4$	$-\Phi_4$	$-\Phi_4$	$+\Phi_4$
$\sum_1^n b_i$	$\sum_1^n b_0$	$\sum_1^n b_1$	$\sum_1^n b_2$	$\sum_1^n b_{12}$
b_i	b_0	b_1	b_2	b_{12}

Рассчитанные таким образом коэффициенты являются коэффициентами выражения, в котором переменные представлены в кодированных значениях:

$$\Phi = b_0 + b_1 \bar{n}_1 + b_2 \bar{n}_2 + b_{12} \bar{n}_1 \bar{n}_2. \quad (5)$$

Для представления выражения (5) в натуральных значениях входных параметров системы необходимо воспользоваться формулой перевода кодированных значений в натуральные:

$$\bar{n}_i = (n_i - n_{i0}) / \Delta n_i,$$

где \bar{n}_i – кодированное значение i -го входного параметра; n_i – текущее значение i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.; n_{i0} – нулевое значение i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.; Δn_i – шаг изменения в опытах i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.

Для определения значений входных параметров вентиляционной системы, при которых обеспечивается требуемая (расчётная) подача вентиляторов при минимальном потреблении электроэнергии на проветривание, необходимо полученную аналитическую зависимость критерия оптимизации от входных параметров системы (4) традиционными методами исследовать на экстремум. Можно, используя полученную зависимость, найти оптимальные режимы работы вентиляторов с помощью метода крутого спуска, сущность которого приведена на рис.6.

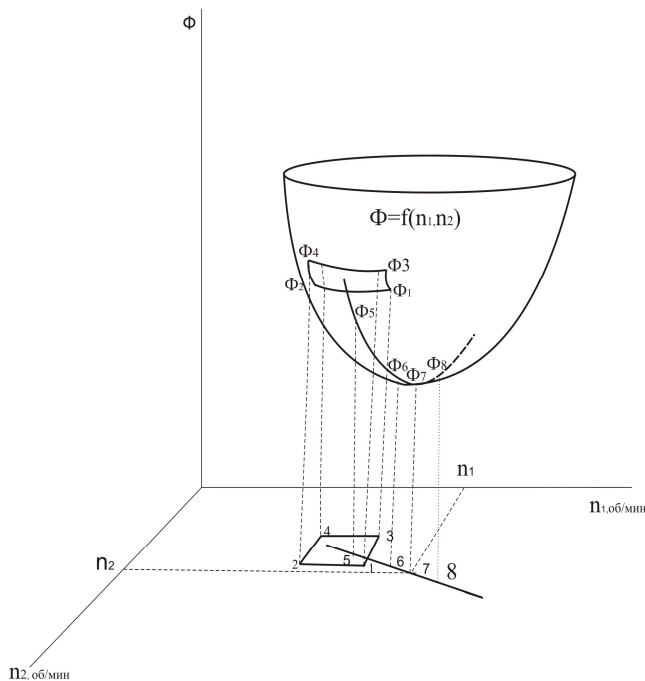


Рисунок 6 – Определение оптимального режима методом крутого спуска

Зависимость $\Phi = f(n_1, n_2)$ в графическом виде в трёхмерном пространстве представляет собой нелинейную поверхность с выраженным минимумом. Для поиска значений входных параметров, при которых исследуемая функциональная зависимость достигает минимума, поступаем следующим образом.

Вокруг значений входных параметров системы существующего режима проветривания проводим четыре опыта в небольшом (до 10%) диапазоне их изменения. В каждом опыте измеряем выходные параметры системы и вычисляем критерий оптимизации Φ из выражения (4). В небольшом диапазоне изменения входных параметров криволинейная поверхность исследуемой функции с достаточной точностью может быть описана плоскостью. При известных

значениях Φ в исследуемых режимах традиционными методами можно определить уравнение плоскости, которая проходит через эти точки, в виде

$$\Phi = b_0 + b_1 n_1 + b_2 n_2. \quad (6)$$

Коэффициенты при независимых переменных определяют градиент функции. При изменении входных параметров пропорционально этим коэффициентам значение исследуемой функции будет приближаться к максимуму. Если значения входных параметров изменять пропорционально этим коэффициентам с обратным знаком, то значение исследуемой функции будет приближаться к минимуму. Процедура вычислений необходимого изменения входных параметров при движении к минимуму представлена в табл.3.

Таблица 3 – Определение оптимального режима проветривания шахты методом крутого спуска

№ опыта	Нулевые уровни и значения входных параметров	n_1	n_2	Φ
	Нулевой уровень	n_{10}	n_{20}	
	Шаг варьирования Δn_i	Δn_1	Δn_2	
	Коэффициент уравнения b_i	b_1	b_2	
	$\Delta n_i b_i$	$\Delta n_1 b_1$	$\Delta n_2 b_2$	
	$K_i = \frac{ \Delta n_i b_i }{ \Delta n_i b_i _{max}}$	$ K_1 $	$ K_2 $	
	Шаг движения к минимуму Φ			
	$10 (-K_i)$	K_1	K_2	
1	Реализованный опыт	n_{11}	n_{21}	Φ_1
2	Реализованный опыт	n_{12}	n_{22}	Φ_2
3	Реализованный опыт	n_{13}	n_{23}	Φ_3
4	Реализованный опыт	n_{14}	n_{24}	Φ_4
5	Реализованный опыт	n_{15}	n_{25}	Φ_5
6	Реализованный опыт	n_{16}	n_{26}	Φ_6
7	Реализованный опыт	n_{17}	n_{27}	Φ_7
8	Реализованный опыт	n_{18}	n_{28}	Φ_8

Как видно из рис.6, увеличение критерия оптимизации начинается с восьмого опыта, что позволяет сделать вывод о достижении минимума исследуемой функции в седьмом опыте. Установленные таким образом значения входных параметров вентиляционной системы обеспечивают режим работы вентиляторов главного проветривания, при которых фактическая их подача будет минимально отличаться от их расчётных значений при минимальном потреблении электроэнергии на проветривание.

Вывод. Разработанная методика исследования режимов работы вентиляторов главного проветривания действующей шахты при известной информации об эксплуатационных параметрах вентиляционного ствола и реальных режимах работы вентиляторов главного проветривания даёт возможность скорректировать режимы их работы для обеспечения требуемой подачи воздуха в шахту при изменившейся топологии и параметрах участков вентиляционной сети. При этом все исследования выполняются на математической модели управления вентиляционными режимами шахты без остановки вентиляторов главного проветривания и проведения промежуточных натуральных опытов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аэрология горных предприятий / Ушаков К.З., Бурчаков А.С., Пучков Л.А., Медведев И.И. – М.: «Недра», 1987. – 421с.
2. Юрченко А.А. Применение методов планирования промышленных экспериментов для решения задач управления проветриванием шахт / Юрченко А.А., Евстратенко Л.И., Столбченко Е.В. // Геотехнічна механіка. – Дніпропетровськ: ІГТМ НАН України. – 2015. – Випуск 120. – С.213-223.

Поступила в редколлегию 28.03.2017.