

доступа <http://defectoscopya.narod.ru>.

7. Фазированные решетки. Режим доступа <http://www.harfangveo.ru>.

8. Дубанов А.А. Построение центральной проекции объекта в среде программирования «Mathcad 2000-2001». – Электронный журнал «Прикладная геометрия», МГАИ. Вып. 4, № 6, 2002. - С. 55-59.

9. Хохлова В.А., Сапожников О.А., Пономарев А. Е., Руденко О. В. Численное моделирование нелинейных и дифракционных эффектов в звуковых пучках. - М.: Физический факультет МГУ, 2010, 32 с.

10. Sonesson J. HIFU Simulator v1.2. - Режим доступа <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/30886-high-intensity-focused-ultrasound-simulator>.

Рукопись поступила в редакцию 15.03.12

УДК 622.272.3.01:536.24

О.Є. ЛАПШИН, д-р техн. наук, проф., А.А. НЕМЧЕНКО, В.А. КОНОВАЛЮК, кандидати техн. наук, доценти, Д.А. ЛАПШИНА, магістрант  
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

## ТЕПЛО- МАСООБМІН МІЖ ВОДОЮ ШАХТНИХ ВОДОЗБІРНИКІВ І ПОВІТРЯМ

Наведено методику розрахунку тепло-масообміну між водою в шахтних водозбірниках і повітрям, а також проаналізовано вплив цього фактору на тепловий режим шахт.

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Температура повітря в камерах водовідливу на глибоких горизонтах не рідко сягає за 30°C, що створює несприятливі умови праці.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Незважаючи на велику кількість досліджень стосовно питань тепло-масообміну у виробках відносно великої довжини, для камеро подібних виробок це питання вирішено в недостатній мірі.

**Викладення матеріалу та результати.** Тепло-масообмін в гірничих виробках відбувається при наявності градієнта температури, або маси. Ці градієнти можуть бути позитивними, коли температура порід, чи поверхні води більша температури повітря, в інших випадках градієнти вважаються негативними. Температура оточуючих гірничу виробку порід залежить від глибини її залягання і величини геотермічної ступені, яка для Кривбасу в середньому складає 90 м.

Велике значення має також процес стиснення при опусканні повітря по подаючому стволу. Цей термодинамічний процес – політропний, але дуже близький до адіабатного ( $n = 1,35$ ), тобто на 100 м глибини температура збільшується на 0,9°C. Якщо вважати, що глибина нейтрального шару для Кривбасу дорівнює 35 м а його температура 10,8°C, то температура порід на відповідній глибині буде дорівнювати, °C

$$t = t_{\text{нш}} + \frac{H - h_{\text{нш}}}{H_{\text{г}}}, \quad (1)$$

де  $t_{\text{нш}}$  - температура нейтрального шару, °C;  $H$  - глибина, на якій визначається температура, м;  $h_{\text{нш}}$  - глибина, на якій знаходиться нейтральний шар, м;  $H_{\text{г}}$  - величина геотермічної ступені, м/°C.

Орієнтовно в Кривбасі на глибині 1000 м будемо мати таку температуру

$$t = 10,8 + \frac{1000 - 35}{90} = 10,8 + 10,7 = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

а на глибині 1400 м температура порід складатиме 26°C. Якщо врахувати тепло адіабатного стиснення, то температура повітря буде вище: 26°C - на глибині 1000 м, а на глибині 1400 м – перевищуватиме 30°C.

Температура шахтної води залежить від того звідки вона надходить у водозбірник. Найбільш холодна вода із зони нейтрального шару (верхніх горизонтів), а з нижніх горизонтів найбільш тепла.

Температуру повітря у камероподібній виробці можливо визначити в загальному вигляді із параметричного рівняння

$$t = f(\tau, R, H, \lambda, \alpha, c, \rho, t_{\text{п}}), \quad (2)$$

де  $\tau$  - час провітрювання, год;  $R$  - приведений радіус камеро подібної виробки, м;  $H$  - глибина центра виробки, м;  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{C}}$ ;  $\alpha$  – коефіцієнт конвективного теплооб-

бміну,  $\text{кДж/м}^2 \cdot \text{°C}$ ;  $c$  – питома теплоємність  $\text{кДж/кг} \cdot \text{°C}$ ;  $\rho$  – густина повітря,  $\text{кг/м}^3$ ;  $t_n$  – температура порід на глибині  $H$ .

У свою чергу теплофізичні константи гірських порід залежать від координат місць виміру, температури і часу.

Для теплового розрахунку вентиляції необхідно визначити тепловиділення в часі, для чого можна скористатись залежностями,  $\text{кДж/с}$

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial R} \cdot F, \quad (3)$$

$$Q = \alpha(t - t_n) \cdot F, \quad (4)$$

де  $F$  – площа теплообмінної поверхні.

Водозбірники шахтного водовідливу, як правило, мають такі розміри: довжина  $a$  40-50 м, ширина  $b$  4-5 м і висота  $h$  до 4 м (глибина води до 3 м і активний водо вміст до  $600 \text{ м}^3$ , при площі водяного дзеркала до  $200 \text{ м}^2$ ). Розміщуються водозбірники неподалік підйомних стволів. Камери мають два виходи на приствольну виробку – один для притоку води, а інший, як аварійний хід. Через ці виробки здійснюється провітрювання насосних, в яких виділяється велика кількість тепла від потужних двигунів і самих насосів. Провітрювання насосних здійснюється за рахунок загальношахтної депресії, а так як вхід і вихід з насосної знаходяться близько, то перепад статичних тисків дуже малий і, відповідно, провітрювання виробок дуже неефективне, що призводить до підвищення температури  $t \geq 30^\circ\text{C}$  і відносної вологості  $\varphi = 100\%$ . Можливе і місце провітрювання насосних.

Визначимо вплив водозбірників на тепло-масообмін у камерах водовідливу.

Для вирішення задачі прийемо температуру води у водозбірнику  $t_b = 23^\circ\text{C}$ , температуру повітря по сухому термометру  $t_c = 30^\circ\text{C}$ , відносну вологість  $\varphi = 98\%$

Температуру поверхні води у водозбірниках при природній конвекції знайдемо із відомого критеріального рівняння [5]

$$\varphi = 0,0135 K^{-1,5} (A_r \cdot P_r)^{0,06}, \quad (5)$$

де  $\varphi = \frac{t_b - t_n}{t_c - t_n}$ ;  $t_n$  – температура поверхні води,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_m$  – температура по мокрому термометру,  $^\circ\text{C}$ ;  $K = t_c - t_m / t_c - t_n$ ;  $A_r$  – критерій Архімеда  $gL^3/\nu^2$ ;  $g$  – прискорення,  $9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $L$  – приведений діаметр поверхні води, м;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при даних умовах  $\nu = 17,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  [5];  $P_r$  – число Прандтля = 0,7 [5].

Підставивши значення критеріїв в рівняння (5) отримаємо

$$\frac{t_b - t_n}{t_c - t_n} = 0,0135 \left( \frac{t_c - t_m}{t_c - t_n} \right)^{-1,5} \cdot \left( \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma_c - \gamma_b}{\gamma_c} \cdot P_r \right)^{0,06}, \quad (6)$$

Наведено діаметр дзеркала води

$$B = \sqrt[3]{S/\pi} = \sqrt[3]{200/3,14} = 16 \text{ м.}$$

Густину повітря, при температурах  $30^\circ\text{C}$  і  $23^\circ\text{C}$ , визначаємо із залежності (7)

$$\rho_n = \frac{1}{T} (0,465 \cdot P_{\text{бар}} - 0,176 \cdot \varphi \cdot P_{\text{нп}}), \quad (7)$$

$$\rho_{n1} = \frac{1}{308} \cdot (0,465 \cdot 770 - 0,176 \cdot 0,71 \cdot 32) = 115 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{n2} = \frac{1}{296} \cdot (0,465 \cdot 770 - 0,176 \cdot 0,71 \cdot 21) = 1,195 \text{ кг/м}^3$$

З рівняння (2) визначимо  $t_n$ , після підстановки відомих значень

$$t_n = 23 - 0,0135 \cdot \left( \frac{23 - 22}{23 - 22} \right)^{-1,5} \cdot \left( \frac{9,8 \cdot 16^3 \cdot 10^{12}}{1,15^2} \cdot \frac{1,2 - 1,15}{1,15} \cdot 0,699 \right)^{0,06} = 23 - 0,7 = 22,3^\circ\text{C}$$

Визначимо коефіцієнт масообміну з рівняння (8)

$$\beta = 0,66 \frac{D}{L} \left( \frac{gL^3}{\lambda^3} \cdot \frac{\rho_c - \rho_n'}{\rho_c} \cdot P_r' \right)^{0,26}, \quad (8)$$

Густина повітря при температурі поверхні води ( $t_n$ ) буде дорівнювати

$$\rho_n' = \frac{1}{295,3} \cdot (0,465 \cdot 770 - 0,176 \cdot 0,71 \cdot 20) = 1,2$$

Дійсне значення середньої температури

$$t_{cp} = 22,3 + 23/2 = 22,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При такій температурі коефіцієнт кінематичної в'язкості дорівнює  $15,32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , значення дифузного критерію Прандтля  $Pr' = 0,704$

Абсолютне значення середньої температури

$$T_{cp} = 273,16 + 22,65 = 295,8 \text{ } ^\circ\text{K}$$

По відомій формулі знаходимо коефіцієнт дифузії [5],  $\text{м}^2/\text{год}$

$$D = 0,0754 \left( \frac{T_c}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{Pr} = 0,0754 \left( \frac{295,8}{273,16} \right)^{1,89} \frac{760}{770} = 0,086$$

Підставивши отримані значення в рівняння (8) отримаємо,  $\text{м}/\text{год}$

$$\beta = 0,66 \cdot \frac{0,086}{16} \left( \frac{9,8 \cdot 16^5}{15,32 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1,15 - 1,2}{1,15} \cdot 0,704 \right)^{0,26} = 4,03$$

Кількість вологи, яка конденсується, визначається із залежності,  $\text{г}/\text{год}$

$$G = \beta(C_1 - C_2) \cdot \frac{760}{Pr} = 4,03(17,3 - 16,8) \frac{760}{770} = 1,99, \quad (9)$$

де  $C_1$  - концентрація водяної пари на поверхні рідини при  $22,3^\circ\text{C}$  [5], відповідно  $C_1 = 17,3$  і  $C_2 = 16,8$ .

Отже, при умовах задачі масообмін практично не відбувається і теплообмін за рахунок теплообміну теж. Для визначення коефіцієнту конвективного теплообміну скористуємося відомим виразом [5],  $\text{кДж}/\text{м}$

$$\alpha_k = 5 \frac{\lambda}{L} \left( \frac{g \cdot L^3}{\lambda^2} \cdot \frac{\beta \cdot \rho \cdot \rho_s \cdot \rho_c}{\rho_n} \right)^{0,104}, \quad (10)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності повітря  $\lambda = 0,022$ .

Підставивши в рівняння (10) відомі значення, отримаємо,  $\text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$

$$\alpha_k = 5 \cdot \frac{0,22}{16} \left( \frac{9,8 \cdot 16^5}{0,22^2} \cdot \frac{1,15 - 1,2}{1,15} \cdot 0,704 \right)^{0,104} = 1,86 \cdot 10^{-4}$$

Кількість переданого явного тепла визначається з формули Ньютона,  $\text{кВт}/\text{м}^2$

$$q = \alpha_k \cdot (t_c - t_n) = 1,86 \cdot 10^{-4} (30 - 22,3) = 0,0014$$

Повна кількість явного тепла буде дорівнювати,  $\text{кВт}$

$$Q = q \cdot F = 0,0014 \cdot 600 = 0,85$$

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Встановлено що кількість явного тепла, яка передається від повітря до води несуттєва і практично не впливає на тепловий баланс шахти, так як температура води дуже близька до температури шахтного повітря. Отже, параметри повітря в насосній визначаються лише роботою потужних насосів. При цьому коефіцієнт корисної дії електродвигунів достатньо високий і складає 0,97-0,98, тоді як ККД насосів низький і дорівнює 0,82-0,85, тобто, безпосередні втрати енергії в двигуні і насосі складають до 20% від потужності двигуна. При потужності двигунів насосів, наприклад, 800 кВт (ш. Родіна) теплова потужність буде дорівнювати 160 кВт.

#### Список літератури

1. А.В. Нестеренко Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Изд. В.Ш., М., 1965. 395 с.
  2. Диткин В.А., Прудников А.П. Справочник по операционному исчислению. М.: В.Ш., 1965
  3. Щербань А.Н., Кремнев О.А. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. Т.1, Киев. Изд. АНУССР, 1958
- Рукопис подано до редакції 15.03.12

УДК 669: 621.926.2

А.Д. УЧИТЕЛЬ, д-р техн. наук, проф., Ю.А. МАЛИНОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц., А.Ю. МАЛИНОВСКАЯ, ст. преподаватель, ГБУЗ «Криворожский национальный университет»

### ОСОБЕННОСТИ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НЕГАБАРИТНЫХ КУСКОВ ТРАНСПОРТИРУЕМОГО МАТЕРИАЛА В РОТОРНОМ АГРЕГАТЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО СЫРЬЯ

В работе описана роторная машина для транспортирования, охлаждения, просеивания и, в некоторых случаях, дробления крупных кусков неоднородного металлургического сырья. Теоретически получены зависимости для рас-