УДК 622.8.7:502

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Гого В.Б., Данильчук О.Н.,
Красноармейский индустриальный институт
Донецкого Национального технического университета

В статье изложена сущность математической модели комплексного процесса гидрообеспыливания и кондиционирования воздуха в горных выработках глубоких шахт.
Ключевые слова: угольная шахта, гидрообеспыливание, пыль, импульс, волна.

Сущность проблемы и ее актуальность обусловлены тем, что развитие национальной горнодобывающей промышленности требует решения глобальных проблем по обеспечению охраны труда шахтеров, в создании комфортных условий по качеству воздуха производственной среды. Микроклиматическая обстановка технологических зон очистных и проходческих забоев, особенно глубоких шахт требует кондиционирования воздуха – его очистки от пыли и охлаждения. Для этого наиболее рациональными являются гидродинамические установки, в которых воздух обрабатывается капельной жидкостью. Анализ известных научных работ и технических показателей, действующих на шахтах установок, показал, что нерешенным вопросом является оценка конечной температуры воздуха после обработки его потоком капельной жидкости, что является необходимым для разработки эффективных средств гидродинамического кондиционирования воздуха в условиях горных выработок.

Цель исследования, излагаемого в статье, – разработать математическую модель для определения температуры воздуха, имеющего известные начальные параметры, в результате перемещения его через объемный поток капель воды известных свойств.

Основная часть статьи. Принимаем, что модель системы «газ – капли» адиабатная, а массоперенос между фазами не учитывается.

Рассмотрим теплообмен между газом и одиночной каплей.

Поток теплоты в единицу времени через границу раздела фаз из газа в каплю определим соотношением, вытекающим из закона Рихмана [1]:

$$q = 4\pi R^2 A(T_1 - T_2), \tag{1}$$

где q – поток теплоты; R – радиус капли; A – коэффициент теплоотдачи между фазами; T_1 – начальная температура газа; T_2 – начальная температура жидкости (воды) капли.

Принимаем, что изменение температуры жидкости в капле соответствует сферически-симметричному процессу, т.е.:

$$T_2(r) = \frac{3}{4\pi R^3}\int_0^R 4\pi R^2 T_2(r_2,t)dr_2 \,, \qquad (2)$$

где $T_2(r_2,t)$ – температура в капле в момент времени t на расстоянии r от ее центра.

Коэффициент теплоотдачи определим по параметрам капли [2]:

$$A = \frac{Nu_2\lambda_2}{2R}\,, \qquad (3)$$

где Nu_2, λ_2 – соответственно, число Нуссельта и коэффициент теплопроводности жидкости капли.

В гидро – и термодинамике имеются экспериментальные зависимости числа Нуссельта от чисел Рейнольдса (Re_2) и Прандтля (Pr_2) в зависимости от состояния капли в несущей среде (газа). Применим выражение [1]:

$$Nu_2 = 2 + 0{,}46\mathrm{Re}_2^{0,55}\,\mathrm{Pr}_2^{0,33};\ (Nu_2 = 2 + 0{,}46\mathrm{Re}_2^{0,55}\,\mathrm{Pr}_2^{0,33}),$$

$1 < \mathrm{Re}_2 < 10^4$; $0{,}6 < \mathrm{Pr}_2 < 400$ где $\mathrm{Re}_2 = \dfrac{2R(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{\nu^2}$ – число Рейнольдса;

$\mathrm{Pr}_2 = \dfrac{\mu_2 g C_{p2}}{\lambda_2}$ – число Прандтля;

μ_2 – динамическая вязкость жидкости;

ν_2 – кинематическая вязкость жидкости.

Используя (1), определим скорость изменения температуры капли:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{q}{C_2 m_2} \qquad (4)$$

где C_2 – удельная массовая теплоемкость воды; m_2 – масса капли.

Согласно (4) температура газа изменяется по зависимости:

$$T_1 = T_2 + \frac{C_2 m_2}{A}\frac{dT_2}{dt} \qquad (5)$$

Принимаем, что до начала взаимодействия температуры газа и жидкости известны. Обозначим в (5) отношение $\dfrac{C_2 m_2}{A} = \tau$ – постоянная времени нагрева жидкости капли.

К зависимости (5) применим прямое преобразование Лапласа в виде:

$$\tau\,[\,pT_2(p) - T_2(0)\,] + T_2(p) = \frac{1}{p}T_1 \qquad (6)$$

при условии, что $T_2(0) = T_2$, а (p) принимает значения:

$$p_1 = 0; \qquad p_2 = -\frac{1}{\tau}$$

где p_1 и p_2 – соответственно, полюса, совпадающие с началом системы координат, при прямом (p_1) и обратном (p_2) преобразованиях Лапласа.

Тогда из (6) получим:

$$\tau p T_2(p) + T_2(p) = \frac{1}{p} T_1 + \tau T_2 ,$$

$$T_2 = \frac{1}{\tau}[T_2(p)(\tau P + 1) - \frac{T_1}{p}]$$

$$T_2(p) = \frac{T_1 + \tau T_2(p)}{p[\tau p + 1]} \tag{7}$$

Применим к (7) обратное преобразование Лапласа, учитывая, что корни знаменателя (7) имеют значения:

$$p_1 = 0; \qquad p_2 = \tau^{-1} \tag{8}$$

получим

$$\frac{T_1 + \tau T_2(p)}{p\tau} = T_2 + \frac{T_1}{p\tau} ; \tag{9}$$

Подставляя в (9) значення (8), имеем

$$(T_1 - T_2)e^{-\alpha} = -\frac{1}{\tau} \cdot \tau = (T_2 - T_1)^{-\alpha} \tag{10}$$

или конечная температура капли:

$$T_2(t) = T_1(1 - e^{-\alpha}) + T_2 e^{-\alpha} , \tag{11}$$

где $\alpha = \frac{t}{\tau}$ – относительный параметр времени нагрева жидкости капли.

Количество теплоты, полученное каплей в единицу времени:

$$q = C_2 m_2 (T_2(t) - T_2) , \tag{12}$$

где $T_2(t)$ – конечная температура нагрева капли определяемая по (11).

Количество теплоты, полученное всеми каплями потока в единицу времени:

$$Q_k = \frac{M}{m_2} C_2 m_2 [T_2(t) - T_2] = MC_2[T_2(t) - T_2], \tag{13}$$

где M – массовый расход воды через диспергирующую форсунку, кг/с.

Тепловой поток, отданный воздухом потоку капель, будет равен:

$$Q = m_1 C_1 (T_1 - \theta), \qquad (14)$$

где m_1 – массовый расход воздуха; C_1 – удельная массовая теплоемкость воздуха; T_1 – начальная температура воздуха; θ – конечная температура воздуха.

На основе закона сохранения энергии приравниваем (13) и (14), откуда найдем конечную температуру воздуха θ, т.е.:

$$MC_2[T_2(t) - T_2] = m_1 C_1 (T_1 - \theta),$$

$$\theta = T_1 - \frac{MC_2}{m_1 C_1}[T_2(t) - T_2],$$

учитывая (11), запишем (15) в виде:

$$\theta = T_1 - \frac{MC_2}{m_1 C_1}[T_1(1 - e^{-\alpha}) + T_2 e^{-\alpha} - T_2]. \qquad (16)$$

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, конечная температура воздуха в процессе его взаимодействия с каплями в течение одной секунды, т.е. при условии:

$$t = 1, \quad \alpha = \frac{1}{\tau} = \frac{A}{C_2 m_2},$$

где A – коэффициент теплоотдачи, определяемый по (3), может быть теоретически найден по зависимости (16).

Как показали экспериментальные исследования, при начальной температуре воздуха 25^0С и начальной температуре воды 18^0С, диспергируемой на капли форсункой, изготовленной как импульсно-волновой многокамерный эжектор [3], температура воздуха снижается в среднем на $3{,}6^0$С, что весьма удовлетворительно согласуется с расчетным значением.

В последующих исследованиях намечается экспериментально обосновать параметры установок для гидродинамического импульсно-волнового обеспыливания и кондиционирования рудничного воздуха в условиях глубоких шахтах.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 415 с.

2. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 417 с.

3. Пат. 16953 Україна, МПК F 04 F 5/16. Ежектор / Гого В. Б., Малєєв В. Б. ; заявник та патентовласник Донецький НТУ. – заявл. 10.11.05 ; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9.

Гого В.Б., Данильчук О.М. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГІДРОЗНЕПИЛЕННЯ І КОНДИЦІЮВАННЯ РУДНИЧНОГО ПОВІТРЯ
Викладено сутність математичної моделі комплексного процесу гідрознепилення та кондиціювання повітря у гірничих виробках глибоких шахт.
Ключові слова: вугільна шахта, енергозабезпечення, імпульс, пил, хвиля

Gogo V.B., Danilchyk O.N. A MATHEMATICAL MODEL OF THE HYDRO DUST CONTROL PROCESS AND AIR CONDITIONING IN MINES
The essence of the mathematical model of complex hydro dust removal process and air conditioning in deep mines' workings is presented.
Keywords: coal mine, power supply, impulse, dust, wave.