

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(L)}{dL} = -1 \cdot \sum_{i=1}^n \lambda_{0i}(L) \cdot P_0(L) + \sum_{i=1}^{n-1} \mu_{i0}(L) \cdot P_i(L), \\ \dots \\ \frac{dP_i(L)}{dL} = 1 \cdot \lambda_{0i}(L) \cdot P_0(L) - \mu_{i0}(L) \cdot P_i(L), \\ \dots \\ \frac{dP_n(L)}{dL} = 1 \cdot \lambda_{0n}(L) \cdot P_0(L), \end{array} \right. \quad (1)$$

Впровадження наукових досягнень сприяє підвищенню ефективності процесів планування, регулювання, керування і прогнозування виробництва. Подальші фундаментальні та прикладні дослідження в технічних науках можуть бути спрямовані на розробку нових напрямків їх використання в сучасній економічній теорії.

Література

1. Бережная В.И. Виды логистических потоков и их моделирование / В.И. Бережная, Т.А. Порожня // Сб. науч. труд. – Ставрополь: СевКав ГТУ, 2002. – Вып. 3. – С. 112-119. – Серия «Экономика».
2. Грекова Т.И. Построение трендовых моделей экономической системы / Т.И. Грекова, Т.В. Филатова // Киберника. – 2004. – № 3. – С. 115-121.
3. Котов М.А. Статистическое моделирование грузопотоков из очистных забоев с комбайновой выемкой при устойчивых и средне устойчивости кровлях для расчета систем подземного транспорта / Котов М.А., Кариман С.А., Кондрашин Ю.А. // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1981. – Вып. 7. – С. 16-25.

Тишин Р.А., Трунов Д.Н., Гого В.Б.

УЛУЧШЕНИЕ УСЛОВИЙ ТРУДА ШАХТЕРОВ НА ОСНОВЕ ИМПУЛЬСНО-ВОЛНОВОГО ГИДРОБЕСПЫЛИВАНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Изложена математическая и техническая сущность улучшения условий труда шахтеров на основе комплексного процесса гидрообеспыливания и кондиционирования рудничного воздуха путем импульсно-волнового диспергирования воды.

Heat exchange and hydrodynamics in disperse liquid combined with gas for definition of temperature of a mix.

Сущность проблемы и ее актуальность обусловлены тем, что развитие национальной горнодобывающей и угольной 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: определить температуру воздуха, имеющего известные начальные параметры, в результате перемещения его через объемный поток капель воды или жидкости известных свойств.

Основная часть статьи. Принимаем, что система «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, с. 45-46]:

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

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. :

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

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, с. 101]:

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

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, с 77]:

$$Nu_2 = 2 + 0,46 Re_2^{0,55} Pr_2^{0,33}; \quad (1 < Re_2 < 10^4; \quad 0,6 < Pr_2 < 400),$$

где $Re_2 = \frac{2R(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{\nu^2}$ – число Рейнольдса;

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 g C_{p2}}{\lambda_2} \quad - \quad \text{число Прандтля};$$

μ_2 – динамическая вязкость жидкости;

ν_2 – кинематическая вязкость жидкости.

Используя (1), определим скорость изменения температуры капли:

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

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

Согласно (4) температура газа изменяется по зависимости:

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

Принимаем, что до начала взаимодействия температуры газа и жидкости известны. Обозначим в (5) отношение:

$$\frac{C_2 m_2}{A} = \tau \quad - \quad \text{постоянная времени нагрева жидкости капли.}$$

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

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

при условии, что

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

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

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:

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

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

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

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

$$p_1 = 0; \quad p_2 = \tau^{-1} \quad (8)$$

получим

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

Подставляя в (9) значения (8), имеем

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

или конечная температура капли:

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

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

Количество теплоты, полученное каплей в единицу времени:

$$q = C_2 m_2 (T_2(t) - T_2), \quad (12)$$

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

Количество теплоты, полученное всеми каплями потока в единицу времени:

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

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

Тепловой поток, отданный воздухом потоку капель, будет равен:

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

- 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 приравняем (13) и (14), откуда найдем конечную температуру воздуха θ , т.е.:

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

$$\theta = T_1 - \frac{MC_2}{m_1 C_1} [T_2(t) - T_2], \quad (15)$$

учитывая (11), запишем (15) в виде:

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

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

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

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

Как показали экспериментальные исследования, при начальной температуре воздуха 30°C и начальной температуре воды 20°C , что соответствует условиям глубоких шахт, вода, диспергируемая форсункой, изготовленной

как импульсно-волновой многокамерный эжектор [3, с.2], температура воздуха снижается в среднем на $4,8^{\circ}\text{C}$, что весьма удовлетворительно согласуется с расчетным значением.

В последующих исследованиях намечается обосновать параметры комплексных установок для гидродинамического импульсно-волнового обеспыливания и кондиционирования рудничного воздуха для глубоких шахт, что позволит улучшить условия труда по качеству рабочей среды.

Література

1. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 415с.
2. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С Сукомел. – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 417с.
3. Пат. 16953 Україна, МПК F 04 F 5/16. Эжектор / Гого В. Б., Малеев В. Б.; заявник та патентовласник Донецький НТУ; заявл. 10.11.05 ; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9.