

УДК 622.413.4

Р.А. ТИШИН, *мл. науч. сотрудник,*
О.В. ПЛАКСИЕНКО, *науч. сотрудник,*
Н.А. ВАСИЛЬЕВА, *мл. науч. сотрудник,*
М.Ю. МАСЛОВА, *инж; МакНИИ, г. Макеевка*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Приведено аналитическое обоснование гидродинамического метода охлаждения рудничного воздуха и определены основные характеристики метода для оценки энергетической эффективности процесса диспергирования воды.

Ключевые слова: многокамерный эжектор, воздушно-капельная смесь, локальная зона, охлаждение воздуха, вода, эжектируемый воздух.

Прогрессивное развитие угольной промышленности требует модернизации горной техники в направлении механизированной и автоматизированной разработки глубоких горизонтов (более 1000 м), где залегают пласты ценных коксующихся углей со средней температурой 35 °С, что невозможно без соблюдения охраны труда шахтёров по температурному фактору для создания нормальных условий.

В настоящее время используемые средства охлаждения рудничного воздуха (кондиционеры шахтного исполнения) с номинальной холодопроизводительностью 130-1000 кВт, являются энергозатратными (75-350 кВт) и экономически не выгодные для локальных подземных рабочих зон очистных, проходческих и специальных технологических выработок, поэтому необходимы целевые исследования по разработке и внедрению инновационных методов и средств снижения температуры рудничного воздуха до нормативных значений. Особенно это актуально для ведения работ в пространствах локальных и тупиковых горных выработок.

Учитывая существующие недостатки применения кондиционеров в протяжённых горных выработках, предлагаем рассмотреть гидродинамический способ для снижения температуры рудничного воздуха в локальных зонах, где работают шахтёры.

Цель статьи. Обоснование способа охлаждения рудничного воздуха для локальных зон горных выработок на основе математической модели теплового и массообменного процесса между воздухом и капельной водой.

Принципиальная схема эжекторной установки для локального снижения температуры рудничного воздуха основана на действии водяного многокамерного эжектора [1, 2] (см. рис. 1).

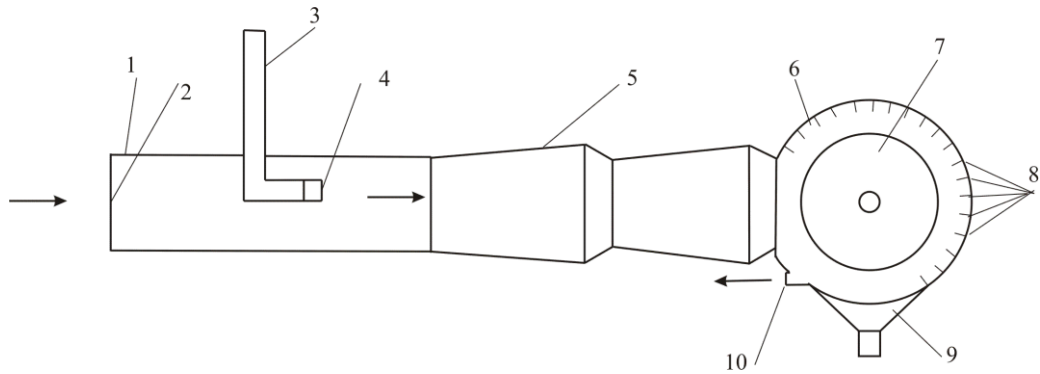


Рис. 1. Схема эжекторного гидродинамического охладителя воздуха (ГДЭУ): 1 – цилиндрический корпус; 2 – входной патрубок; 3 – высоконапорный рукав; 4 – многокамерный эжектор; 5 – диффузор-конфузорная труба; 6 – дисковый центробежный сепаратор; 7 – оборотные диски; 8 – дорожки дисков; 9 – водосборник; 10 – выкидной патрубок.

Тёплый воздушный поток направляется в цилиндрический корпус 1 через входной патрубок 2. В высоконапорный рукав 3 подаётся под давлением вода, диспергируемая многокамерным эжектором 4 в диффузор-конфузорную трубу 5, в которой смешивается вода и воздух. Далее воздушно-капельный поток попадает в дисковый центробежный сепаратор 6, в котором разделяется отеплённая вода и воздух с сниженной температурой за счёт действия центробежных сил, создаваемых при обороте дисков 7. В процессе сепарации мелкие капли воды попадают на дорожки 8. Отеплённая вода стекает со стенок дискового центробежного сепаратора в водосборник 9, а охлаждённый воздух удаляется через выкидной патрубок 10 в локальную зону горной выработки.

Лабораторные исследования показали, что течение струи воды при скорости 10 м/с способствует дроблению потока воды на капли при симметричных по отношению к оси колебаниях смеси. Процесс наложения колебаний струи охлаждающей воды на осевые колебания воздуха создаёт в итоге колебательное движение смеси, что приводит к интенсивному разрушению потока воды на мелкие капли, дробя её силами инерции, а также к увеличению времени и площади поверхности воздействия на тёплый

воздух, благодаря чему повышается эффективность снижения его температуры.

Для определения состояния воздушно-капельного потока постоянной массы и с целью нахождения конечной температуры воздуха при окончании процесса исходим из принципа быстрого воздействия капель воды на эжектируемый воздух, т.е. суть принципа заключается в том, что энергетический эффект теплообмена, вызываемый диспергированием воды и эжекцией воздуха с последующим исключением капель воды из воздуха, пропорционально передаётся по всему рабочему объёму.

Принимаем физико-математическую и термодинамическую модель потока смеси в гидродинамической эжекторной установке в виде равномерного распределения в воздухе капель воды с следующими допущениями:

- воздушно-капельная смесь движется с постоянной скоростью, что обеспечивает постоянный расход компонентов;

- термодинамическое взаимодействие в смеси (воздуха и дисперсной воды) описывается как для воздушной среды энергетическим уравнением в форме первого закона термодинамики.

Принятые допущения правомерны, так как объёмная и массовая концентрация капель воды в воздухе весьма незначительна и процесс является адиабатическим [4, 5] (время пребывания смеси в установке не превышает 1,0 с). Это позволяет не принимать во внимание внешний теплообмен между смесью и стенками теоретической установки (частями её конструкции).

Так как температура воды в начале диспергирования меньше температуры точки росы, то воздух охлаждается с уменьшением влагосодержания и внутренней энергии. На диаграмме (рис. 2) показан процесс охлаждения воздуха, разделённого на сухую часть и влаговываждение из воздуха, для которой составим уравнение теплового баланса:

$$Q_{\partial в} = Q_n + Q_{нк1} + Q_{нк2} + Q_в$$

где T_1 - начальная температура воздуха, К;

T_2 - температура охлаждённого воздуха, К;

$T_{к1}$ - температура капель дисперсной воды, К;

$T_{к2}$ - температура капель воды, К;

$Q_{\partial в}$ - теплосодержание воды в начале процесса, Дж;

Q_n - теплосодержание пара, Дж;

$Q_{нк1}$ - количество теплоты при конденсации влаги из воздуха, Дж;

$Q_{нк2}$ - количество теплоты при окончании конденсации влаги из воздуха, Дж;

$Q_в$ - теплосодержание воздуха по окончанию процесса, Дж.

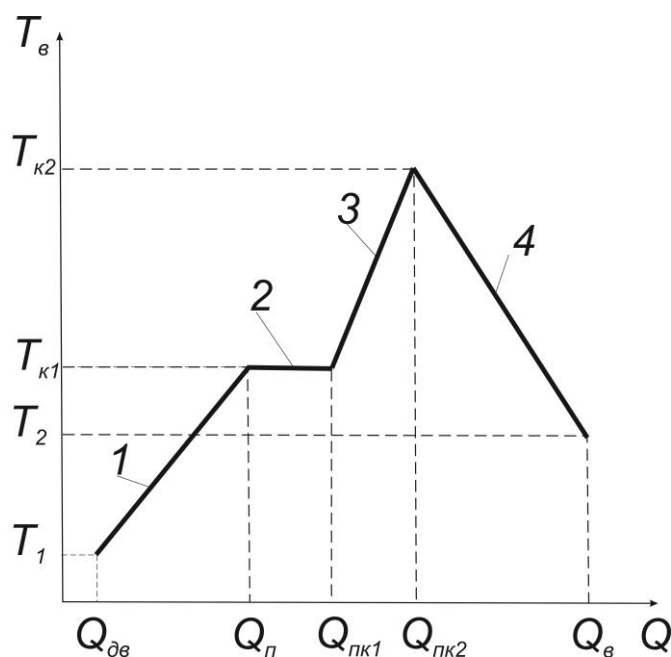


Рис. 2. Диаграмма теплового баланса системы «капли воды - тёплый воздух» при конденсации паров воды из воздуха: 1 - диспергирование воды; 2 - эжекция воздуха; 3 - конденсация водяных паров; 4 - охлаждение сухой части воздуха.

Более подробно рассмотрим математическую модель теплообменного процесса при эжекции воздуха диспергированной водой, который строится на энергетической зависимости состояния компонентов смеси, определяемой уравнением первого начала термодинамики, в виде закона сохранения всех видов энергии [3]:

$$dQ = de + da, \quad (1)$$

где dQ - внешнее подведенное тепло к системе в виде энергии, Дж; de - внутренняя энергия смеси, Дж; da - работа при расширении смеси, Дж.

Работу расширения элементарного объёма смеси определяем из выражения [3]:

$$da = PdW, \quad (2)$$

где P - давление в смеси, Па; dW - объём смеси, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В уравнении (2) значение внутренней энергии определится эффектом эжекции и теплообменом в рабочем объёме смеси (мелкодисперсных капель и воздуха). Принимаем, что удельная энергия имеет вид $E=eM$, где e - коэффициент пропорциональности с размерностью [Дж /кг]. Учитывая это, преобразуем уравнения (1) и (2), разделив на массу термодинамической смеси, получим:

$$\frac{dQ}{M} = \frac{de}{M} + \frac{da}{M};$$

$$\frac{da}{M} = \rho \frac{dW}{M},$$

или

$$dq = de + da;$$

$$da = \rho dW,$$

где dq - количество теплоты подведённого воздуха, приходящееся на единицу массы смеси теплообмена, Дж/ кг;

ρ - плотность смеси, кг/м³;

M - масса смеси, кг/с;

de - изменение удельной внутренней энергии смеси, Дж/кг;

da - удельная работа, приходящаяся на единицу массы смеси, Дж/кг;

Переход на удельные величины энергий значительно облегчает дальнейшее исследование теплового изменения воздушно-капельной смеси как изотропной смеси, при условии сохранения постоянного для данного времени характера процесса.

Исходя из вышеизложенного, уравнение состояния воздушно-капельной смеси после эжекции представим в виде уравнения состояния газовой смеси:

$$PW = MRT, \quad (3)$$

где RT – термодинамическое состояние смеси, Дж/кг.

Для переменных теплоёмкостей принимаем линейную зависимость от температуры, измеряя внутреннюю энергию в единицах работы (Дж), получим:

теплосодержание смеси:

$$c_w = c + bT, \quad (4)$$

где c – теплоёмкость воздушно-капельной смеси, Дж/(кг·К);

b – коэффициент, учитывающий изменение теплоёмкости смеси в зависимости от абсолютной температуры смеси, Дж/К;

T – абсолютная температура смеси, К;

среднее теплосодержание для интервала температур:

$$c_{wcp} = c + 0,5bT. \quad (5)$$

Принимаем, что эжектируемый воздух имеет элементарную массу dm_e до смешения и собственную удельную энергию e_0 . После эжекции воздуха водой его количество будет постоянным в рассматриваемом объёме установки.

Тогда суммарные термодинамические переменные можно выразить следующим образом:

а) объём эжектируемого воздуха водой, dW_0 :

$$dW_0 = (W + dW)dm_e = Wdm_e, \quad (6)$$

где W – удельный объём воздуха, кг/м³;

dm_e – масса эжектируемого воздуха, кг/с.

б) работа эжекции воздуха в объёме диспергируемой воды:

$$da_0 = -(P_e + dP)dW_0 = -P_e W dm_e; \quad (7)$$

Определим конечную температуру воздуха на выходе из процесса охлаждения капельной водой:

$$dT = \left[RM \left(\frac{1+b}{cT} \right) \right]^{(1)} (k_0 - 1)(1 - Q_e)(RTdM - da), \quad (8)$$

где $k_0 = \frac{c_p}{c}$ – показатель адиабаты воздушно-капельной смеси, Дж/(кг·К);

Q_e – относительный теплообмен (энергообмен), Дж/кг;

R – газовая постоянная для воздуха, Дж/(К·моль).

Полученная аналитическая зависимость (8) путём численного интегрирования или по программе MathCard-2005 позволяет найти конечную температуру воздуха после охлаждения капельной водой.

Теплообмен воздуха в смеси составит:

$$q = 0,5 (T_{e1} + T_{e2}) \Delta S_{1-2}, \quad (9)$$

где q - теплообмен воздуха, Дж.

S_1 – энтропия в смесителе (многокамерном эжекторе), Дж/К;

S_2 – энтропия в сепараторе (каплеотделителе), Дж/К;

T_{e1} – температура воздуха на входе в установку, К;

T_{e2} - температура воздуха на выходе из установки, К.

По политропному процессу изменение внутренней энергии воздуха определим по зависимости:

$$\Delta U = 0,5 (T_{e1} + T_{e2})(\Delta S_V - \Delta S_i), \quad (10)$$

где ΔS_V – энтропия во всей установке, Дж;

ΔS_i – изменение энтропии i -го элемента установки, Дж.

Главной задачей анализа процесса подачи потока является нахождение характера теплообмена между теплосодержащим воздухом и дисперсной водой. Теплообмен определяется функцией изменения внутренней энергии воздуха при охлаждении:

$$q_e = (n - 1)(n - k)^{-1}, \quad (11)$$

где q_e – теплообмен системы, Дж.

$$Q_\psi = 1 - q_e, \quad (12)$$

где Q_ψ - доля теплоты, необходимой для внешней работы, Дж.

Характер процесса зависит от показателя политропы:

$$n = \left(\ln \frac{P_1}{P_2} \right) \left(\ln \frac{P_1 \cdot T_{e2}}{P_2 \cdot T_{e1}} \right)^{-1}. \quad (13)$$

где P_1 - давление рудничного эжектируемого воздуха в ГДЭУ, Па;

P_2 - давление рудничного эжектируемого воздуха после охлаждения в ГДЭУ, Па.

Определим энергетическую эффективность процесса теплообмена, которая определяется отношением теплоты воздуха сообщаемой воде и затраченной теплоты охлаждённого воздуха:

$$\eta_{ex} = \frac{\xi_{II}}{\xi_{III}}, \quad (14)$$

где η_{ex} – величина эксергического КПД ГДЭУ;
 ξ_{II} - теплоотдача воздуха, сообщаемая воде, Дж;
 ξ_{III} - затраченная мощность на охлаждение воздуха, Дж.

$$\xi_{II} = \rho_{\partial в} G_{\partial в} (gP_{\partial в} + 0,5 \cdot U_2^2); \quad (15)$$

$$\xi_{III} = \frac{\rho_{в} G_{в} R}{n-1} \cdot (T_{в2} - T_{в1}), \quad (16)$$

где $\rho_{\partial в}$ - плотность капель воды, кг/м³;
 g – ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с²;
 $G_{\partial в}$ – объемный расход воды, кг/с;
 $P_{\partial в}$ – давление воды при подаче в многокамерный эжектор, Па;
 U_2^2 – средняя скорость смеси в диффузор-конфузорном пространстве установки, м/с;
 $\rho_{в}$ – плотность воздуха, кг/м³;
 $G_{в}$ – объемный расход воздуха, охлаждаемого в установке, кг/с;
 n – показатель политропы воздуха (принимается равным показателю адиабаты 1,4).

ВЫВОДЫ

Кратко рассмотренная математическая модель гидродинамического способа показывает, что для снижения температуры воздуха может быть применён данный метод для разработки простых, надёжных гидродинамических установок, понижающих температуру рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок, где работают на протяжении всей рабочей смены шахтёры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. на корисну модель №80139 Україна, МПК E21F5/20 (2006.01). Эжекторний пиловловлювач / [Тишин Р. О., Булгаков Ю. Ф., Гого В. Б. та

інші]; заявник та патентовласник ДВНЗ ДНТУ. - №u2012 14422; заявл. 17.12.12; Опубл. 13.05.13, Бюл. №9.

2. Пат. №16953 Україна, МПК F 04 F 5/16. Ежектор / Гого В. Б., Малесев В. Б.; заявник та патентовласник ДВНЗ ДНТУ - № 10.11.05.; Опубл. 15.09.06, Бюл. №9.

3. Борзенко И. М. Адаптация, прогнозирование и выбор решений в алгоритмах управления технологическими объектами / Борзенко И. М. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 303 с.

4. Баум В. А. Исследование процесса турбулентного перемешивания в потоке жидкости / В. А. Баум – М.: Изд-во АН СССР, 1952. - С. 53-63.

5. Хохотва Н. Н. Адиабатическое охлаждение воздуха в тупиковых забоях при строительстве шахт / Н. Н. Хохотва, А. К. Яковенко, А. И. Животов // Шахтное строительство. – 1974. - №11. - С. 14-15.

Получено: 17.06.15

Приведено аналітичне обґрунтування гідродинамічного методу охолодження рудникового повітря і визначені основні характеристики методу для оцінки енергетичної ефективності процесу диспергування води.

Ключові слова: багатокammerний ежектор, повітряно-краплинна суміш, локальна зона, охолодження повітря, вода, повітря, що ежектуються.

The analytical ground of hydrodynamic method of mine air cooling has been set out and basic descriptions of method are defined for the estimation of power efficiency of water dispersing process.

Keywords: multicamerate ejector, airdrop mixture, local area, air cooling, water, ejected air.