

УДК 622.413.4

Охлаждение воздуха в локальных зонах горных выработок

Изложена суть применения гидродинамического способа для охлаждения воздуха в локальных зонах горных выработок.

Известно, что в Донецкой и Луганской областях около 30 шахт уголь добывают на глубинах 1000 – 1400 м, где температура горных пород достигает 38 – 45 °С и, как следствие, температура рудничного воздуха в выработках повышается до 28 – 33 °С при относительной влажности 80 – 96 %. Оценка условий труда шахтеров свидетельствует о несоответствии нормам [1] значительной части рабочих мест, поскольку снижается безопасность труда, падает угледобыча. В неблагоприятных условиях работает более 20 тыс. шахтеров.

Внешние высокие температуры развивают в организме отрицательные компенсаторные функции, которые способствуют развитию патологий дыхательной, нервной, сердечно-сосудистой систем и органов костно-мышечной группы, вызывают заметный рост общей профессиональной заболеваемости шахтеров [1]. Нормализация температурного режима в горных выработках обеспечивается комплексом горно-технологических мероприятий и искусственным кондиционированием рудничного воздуха.

Для этих целей в Украине на заводе ОАО «Холодмаш» (г. Одесса) выпускают шахтные конди-

ционеры КПШ 130-2-0, КПШ-300 и стационарную водоохлаждающую машину МХРВ-1-У5 с воздухоохладителем ОВ-190Ш или водоохладительным модулем ОКВШ 325.

Кондиционеры предназначены для непосредственного охлаждения воздуха. Они изготовлены на базе компрессора одноступенчатого сжатия с конденсатором водяного охлаждения, автоматизированные, напряжение питания 660 В (см. таблицу).

Водоохлаждающая машина МХРВ-1-У5 – компрессионная, одноступенчатая, с водяным охлаждением конденсатора и кожухотрубным испарителем с внутритрубным кипением, автоматизированная.

Техническая характеристика МХРВ-1-У5

Мощность, кВт:	
холодильная	1000
потребляемая	350 – 380
Расход воды,	
м ³ /с (м ³ /ч)	$32 \cdot 10^{-3} \pm 3,2 \cdot 10^{-3}$ (115 ± 12)
Масса заправки R ₂₂ , кг	500 ± 50
Габаритные размеры, мм:	
длина	10680
ширина	2200
высота	2040
Масса в сборе, кг	16325

Воздухоохладитель ОВ-190Ш – бесконтактный теплообменник «воздух–вода» закрытого типа. Предназначен для охлаждения воздуха, подаваемого на про-



А. Г. МНУХИН,
доктор техн. наук
(МакНИИ)



Р. А. ТИШИН,
инж.
(МакНИИ)

БЕЗОПАСНОСТЬ ТРУДА

Показатели	КПШ 130-2-0	КПШ-300
Холодильная мощность, кВт	130	300
Потребляемая мощность, кВт	39	75 – 88
Напряжение питания, В	660	660
Расход, м ³ /с (м ³ /ч):		
воздуха	3,8 (14000)	0,005 (20)
воды	0,05 (20)	0,139 (50)
Масса заправки R22, кг	60±2	190±5
Габаритные размеры агрегата, мм:		
компрессорно-конденсаторного		
длина	2435	2255
длина в сборе	4690	4690
ширина	900	900
высота	1250	1400
воздухообрабатывающего		
длина	3270	4995
длина в сборе	9300	9300
ширина	1100	1100
высота	1485	1430
Масса агрегата, кг:		
компрессорно-конденсаторного (в сборе)	1650 (2650)	1000 (2650)
воздухообрабатывающего (в сборе)	3650 (6150)	2500 (6150)

Расход воды, м³/с (м³/ч) 10,42·10⁻³ ± 1,04·10⁻³
(35,50 ± 3,75)

Габаритные размеры, мм:

длина	6050
ширина	900
высота	2100

Масса в сборе, кг 3700

В связи с тяжелым финансовым положением шахт и высокой стоимостью холодильных машин их мало закупают. К тому же монтаж и подключение коммуникаций требуют значительного вложения финансов для обеспечения эксплуатации установок.

Существенный недостаток кондиционеров – большие габариты (усложняется монтаж, загромождаются выработки), а также значительные затраты электроэнергии с большими потерями отводимой теплоты, вследствие чего снижается эффективность охлаждения рудничного воздуха в ограниченных пространствах горных выработок. Отсутствие общей практики энергосбережения в существующей технологии кондиционирования требует комплексного подхода к решению проблемы с использованием всех возможных путей создания сбалансированного энергоматериального термодинамического процесса.

Согласно исследованиям, проведенным в 1974 г. в МакНИИ (канд. техн. наук Н. Н. Хохотва, инженеры А. К. Яковенко, А. И. Животов), была экспериментально доказана возможность снижения температуры воздуха в забоях тупиковых выработок на шахтах «Октябрьский рудник» (трест «Донецкшахтстрой») и «Красная Звезда-Глубокая» (трест «Макевшахтстрой»). В разработках реализован способ внутритрубного адиабатического охлаждения воздуха, т. е. без применения холодильных машин и кондиционеров. Сущность указанного способа заключалась в том, что в поток нагнетаемого по воздухопроводу вентиляционного воздуха вводили туманообразующую водовоздушную смесь, получаемую в результате распыления воды посредством специального устройства. При смешивании с распыляемой водой (подаваемый сухой воздух составлял 50 – 65 %) вентиляционный воздух изменял свои параметры из-за испарения влаги. Источником теплоты в процессе испарения был рудничный воздух, а потенциалом переноса – разность температур между воздухом и водой [3].

Разработки в области охлаждения рудничного воздуха с помощью воды проводили специалисты и других научных институтов. Предварительные исследования [2] показали, что наиболее рациональны

ветривание рабочих забоев, подсоединяется к системе хладоносителя водоохлаждающей машины (до пяти модулей).

Техническая характеристика ОВ-190Ш

Холодильная мощность, кВт	190
Расход обрабатываемого воздуха, м ³ /с (м ³ /ч)	6±0,2 (21600±700)
Расход воды, м ³ /с (м ³ /ч)	5,6·10 ⁻³ ± 0,56·10 ⁻³ (20 ± 2)
Габаритные размеры, мм:	
длина	5100
ширина	900
высота	1000
Масса в сборе, кг	1400

Воздухоохладительный модуль ОКВШ 325 – это теплообменник закрытого типа с орошаемой поверхностью теплообмена. Предназначен для отвода теплоты конденсации холодильного агента подземной холодильной машины в цикле оборотного водоснабжения и охлаждения воды, подаваемой на маслоохладитель (до четырех модулей).

Техническая характеристика ОКВШ 325

Холодильная мощность, кВт	325
Расход обрабатываемого воздуха, м ³ /с (м ³ /ч)	8,06±0,28 (29000±1000)

по критериям энергоматериальных затрат гидродинамические установки, которые позволяют охладить воздух при контактном теплообменном взаимодействии охлаждаемого рудничного воздуха с охлажденной диспергированной водой.

Анализ известных научных работ и технических характеристик подобных гидродинамических установок для охлаждения воздуха показал, что до конца не исследованы процессы эффективного диспергирования воды, а также аналитическое определение конечной температуры и влажности воздуха после обработки его потоком диспергированной жидкости, что необходимо для разработки установок гидрокондиционирования воздуха при конкретных температурных условиях выработок. Кроме того, до настоящего времени не изучены эффекты теплообмена турбулентного капельно-воздушного потока в изолированной области установки для повышения эффективности процесса охлаждения воздуха в горной выработке, сохраняются устаревшие подходы к выбору мер по локальному охлаждению воздуха в зонах расположения мощных электроустановок (более 100 кВт), что создает дополнительную научно-техническую проблему стабилизации температуры рудничного воздуха.

На наш взгляд, повышение эффективности охлаждения рудничного воздуха должно основываться на идее его охлаждения в локальных зонах горных выработок установками, реализующими комплексный процесс гидродинамических импульсно-волновых и термодинамических эффектов, возникающих при диспергировании предварительно охлажденной до 10 – 12 °С воды.

Цель статьи – аналитически определить снижение температуры воздуха, имеющего известные начальные параметры, в результате воздействия на него потока капель воды или жидкости известных свойств и показателей. Принимаем, что система «газ – капли» адиабатная, а массоперенос между фазами не учитывается. Рассмотрим теплообмен между газом и одиночной каплей, результаты которого используем для известного потока капель.

Определим соотношение, следуемое из закона Рихмана [4]:

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

где q – поток теплоты;

R – радиус капли;

A – коэффициент теплоотдачи между фазами;

T_1 и T_2 – начальная температура газа и воды (капли).

Принимаем, что изменение температуры воды 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 капли в момент t на расстоянии r от ее центра.

Коэффициент теплоотдачи определим по параметрам капли [5]:

$$A = Nu_2 \lambda_2 / (2R), \quad (3)$$

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

В гидро- и термодинамике используются экспериментальные зависимости числа Нуссельта от чисел Рейнольдса (Re_2) и Прандтля (Pr_2) в зависимости от состояния капли в несущей среде газа.

Используя формулу (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 формуле (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 диаметры капель известны. Обозначим в уравнении (5) отношение $C_2 m_2 / A = \tau$ – 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 – полюса, совпадающие с началом системы координат при прямом (p_1) и обратном (p_2) преобразованиях Лапласа.

Тогда из формулы (6) получим:

$$\begin{aligned} \tau p T_2(p) + T_2(p) &= \frac{1}{p} T_1 + \tau T_2; \\ T_2 &= \frac{1}{\tau} \left[T_2(p) (\tau p + 1) - \frac{T_1}{p} \right]; \\ T_2(p) &= \frac{T_1 + \tau T_2(p)}{p[\tau p + 1]}. \end{aligned} \quad (7)$$

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

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

и впоследствии получим

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

Подставляя в формулу (9) значения (8), имеем

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

или конечная температура капли

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

где $\alpha = t/\tau$ – относительный параметр времени нагрева капли жидкости.

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 формуле (11).

Количество теплоты, полученное всеми каплями потока, в единицу времени

$$Q = (M/m_2) C_2 m_2 [T_2(t) - T_2] = MC_2 [T_2(t) - T_2], \quad (13)$$

где M – массовый расход воды через диспергирующую форсунку.

Тепловой поток, отданный воздухом потоку капель,

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

где m_1 – массовый расход воздуха;

C_1 – удельная массовая теплоемкость воздуха;

T_1 и θ – температура воздуха начальная и конечная.

На основе закона сохранения энергии приравняем формулы (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 уравнение (11), запишем формулу (15) в виде

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

Таким образом, конечную температуру воздуха в процессе его взаимодействия с каплями в течение 1 с можно теоретически найти по зависимости (16).

Выводы. Как показали предварительные экспериментальные исследования, при начальной температуре воздуха 25 °С и начальной температуре воды 18 °С, диспергируемой форсункой, изготовленной как импульсно-волновой многокамерный эжектор [6], температура воздуха снижается в среднем на 3,6 °С, что весьма удовлетворительно согласуется с расчетным значением. Если начальная температура воздуха была 35 °С, а температура воды 10 °С, то температура воздуха в среднем снизится на 9 °С.

Рассмотренный способ охлаждения рудничного воздуха приемлем как для тупиковых выработок, куда воздух подается с помощью вентиляторов местного проветривания (при этом он осушается и нагревается от электродвигателя вентилятора), так и для локальных зон расположения мощного электрооборудования, выделяющего значительное количество теплоты, которое может быть аккумулировано и отведено рабочей водой.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Медична технологія після змінної реабілітації, диспансеризації та лікування робітників вугільних підприємств (методичні рекомендації). – Донецьк, 2005. – 16 с.
2. Мьялковский В. И. Энергосбережение в угольной промышленности / В. И. Мьялковский. – Донецк: НИ-ИГМ, 2006. – С. 314 – 318.
3. Хохотва Н. Н. Адиабатическое охлаждение воздуха в тупиковых забоях при строительстве шахт / Н. Н. Хохотва, А. К. Яковенко, А. И. Животов // Шахтное строительство. – № 11. – 1974. – С. 14.
4. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979. – 415 с.
5. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 417 с.
6. Пат.16953 Україна, МПК F 04 F 5/16. Эжектор / В. Б. Гого, В. Б. Малеев; заявник та патентовласник Донецький НТУ. – Заявл. 10.11.05; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9.