

Из формулы (17) следует, что для частиц с большим R и ρ_r для выноса потребуется большая скорость потока.

Отметим, что частицы определенного состава и радиуса могут «поддерживаться» направленным вверх течением воздуха со скоростью в десятки м/с. Это может быть одной из причин образования серебристых облаков [4].

При некоторых метеорологических условиях в карьерах могут образоваться два вертикальных потока воздуха: вверх и вниз. При определенной их плотности в месте встречи образуется горизонтальное течение воздуха [5] (рис. 5). Это течение может способствовать выносу пыли из карьера.

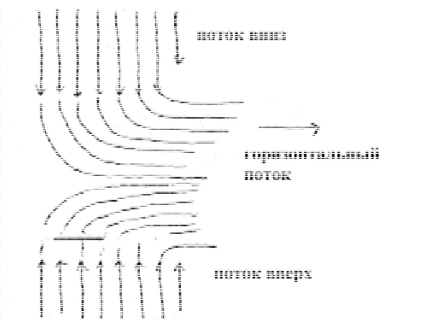


Рис. 5. Схема образования горизонтального потока воздуха

Выводы и рекомендации. Основными процессами, ведущими к образованию электрического заряда при пневмотранспорте гранулированных ВВ являются трение гранул и пылинок между собой и о стенки зарядного шланга, разрушение гранул и др. Перечисленные процессы могут протекать как совместно, так и по отдельности в зависимости от конкретных условий и способа заряжания, состава ВВ и др., поэтому управлять ими сложно. Известные рекомендации по предупреждению электризации (смачивание

водой ВВ, заземление зарядных установок и др.) не гарантируют полной безопасности работ при пневмозаряжении скважин и шпуров гранулированными ВВ, поэтому целесообразно переходить на заряжание люющимися ВВ, к которым относятся украиниты, анемиксы, эммониты и др. Процессы электризации при использовании люющихся ВВ отсутствуют.

Список литературы

1. Бабушкин А.А., Бажулин П.А., Королев Ф.А., Прокофьев В.К., Стриганов А.Р. Методы спектрального анализа. Издательство московского университета, 1962. - 509 с.
2. Miller J.G., Heinemann H. Science, 1948. - V. 107 p.
3. Miller J.G., Loeb L.B. J. Appl. Phys, 1951. - V. 22 p.
4. Charlson R.J. Paper presented at CACR Symposium on Atmospheric Chemistry, Circulation, and Aerosols, Sweden. 1965. August 18-25.
5. Langmuir J. Science, 1950. - v.112. - P. 35-40.

Рукопись поступила в редакцию 01.03.11

УДК 622.413.1

А.А. ЛАПШИН, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА В ПОДЗЕМНЫХ КАМЕРАХ ОРОШЕНИЯ

Рассмотрена проблема кондиционирования рудничного воздуха в глубоких рудных шахтах. Приведено математическое обоснование процессов кондиционирования в подземных камерах орошения. Предложено использование конденсатора рудничного воздуха для охлаждения и осушения атмосферы в подземных форсуночных камерах.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. При решении вопросов улучшения микроклимата в горных выработках является актуальной проблемой прогнозирования тепловых условий в глубоких шахтах и проектирование способов и средств для кондиционирования рудничного воздуха, направляемого в зону горных работ.

В глубоких рудных шахтах, аналогично с угольными, происходят сложные теплообменные, диффузионные и термодинамические процессы, которые обуславливают изменение параметров рудничного воздуха при его движении в воздухопроводных выработках [1].

Создание установок для кондиционирования рудничного воздуха требует точных методов расчета параметров воздуха, обеспечивающих нормализацию микроклимата в горных выработках шахт.

Постановка задачи. Целью исследования является математическое обоснование процессов кондиционирования воздуха в подземных камерах орошения.

Изложение материала и результаты математических исследований. Кондиционирование рудничного воздуха в подземных камерах орошения производится путем форсуночного

охлаждения с последующим осушением его при помощи конденсаторного теплообменника. При этом предусматривается понизить температуру рудничного воздуха в камере орошения до 17-18 °С, а его влажность поддерживать в пределах 75-80 %.

Охлаждение воздуха в камерах орошения происходит в результате взаимодействия воды и воздуха. Процессы этого взаимодействия представлены на рис. 1, в котором состояние воздуха, поступающего в камеру, определяется параметрами в точке А теплосодержанием J_1 , влагосодержанием d_1 и температурой t_1 . При этом на каждый 1 кг воздуха распыляется B кг воды с начальной температурой t_{B1} , тогда начальное теплосодержание воздуха и воды будет равно теплосодержанию смеси I_{c1}

$$I_{c1} = I_1 + Bt_{B1}. \quad (1)$$

При соприкосновении охлаждаемого воздуха с водой в идеальном случае воздух примет параметры начального состояния воды (точка В на рис. 1), т.е. процесс начального состояния должен происходить по прямой АВ. В реальных условиях форсуночного охлаждения такого не происходит, вследствие того, что наблюдается повышение температуры воды при контакте ее с воздухом. Тепловой баланс при охлаждении воздуха в камере будет [2]

$$I_1 + Bt_{B1} = I_2 + (B + 10^{-3}\Delta d_1)t_{B0}, \quad (2)$$

где Δd_1 - увеличение влагосодержания в охлаждаемом потоке воздуха.

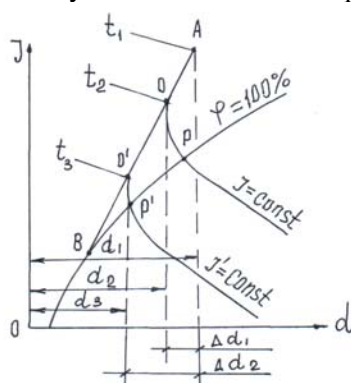


Рис. 1. Изменение параметров воздуха при двухступенчатом охлаждении в камере орошения

Правая часть в равенстве (2) представляет теплосодержание смеси в точке 0. Тогда температура воды в точке 0 будет

$$t_{B0} = \frac{I_1 - I_2 + Bt_{B1}}{B + 10^{-3}\Delta d_1}, \quad (3)$$

что свидетельствует о понижении температуры воздуха и повышении температуры воды. В дальнейшем наступает момент, когда температура воды t_{B0} станет равной температуре мокрого термометра (точка росы), тогда процесс приблизительно пойдет по $I_n = \text{const}$ до встречи с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ (линия ОР).

Процесс взаимодействия с воздухом зависит также от их весовых соотношений [3]. С увеличением этого соотношения параметры воздуха будут ближе к параметрам воды. В связи с этим, исходя из теплового баланса теплообменника (камеры орошения), температура воды на выходе определяется по формуле

$$t_{нвых} = \frac{G_n C_n (t_{нвх} - t_{нвых})}{G_v C_v} + t_{ввх}, \quad (4)$$

где G_n и G_v - массовые расходы воздуха и воды соответственно ($G_n = 72$ кг/с; $G_v = 80$ кг/с; C_n и C_v - теплоемкость воздуха и воды соответственно ($C_n = 1$ кДж/кг °С и $C_v = 1,8$ кДж/кг °С); $t_{нвх} = 24$ °С - температура воздуха на входе в камеру; $t_{нвых}$ - температура воздуха на выходе; $t_{ввх} = 14$ °С - температура воды на входе в камеру.

После форсуночного охлаждения воздух приобретает влажность близкую к $\varphi = 100\%$, что требует разработки устройства по уменьшению его влагосодержания. В качестве такого устройства предлагается использовать конденсатор, как второй стадии охлаждения рудничного воздуха.

Использование конденсатора позволяет производить более глубокое охлаждение воздуха, процесс которого пойдет по линии OP' (рис. 1), а количество влаги уменьшится на величину Δd_2 .

Для условий орошения воздуха в камере температура воды на выходе из нее согласно формулы (4) будет $t_{нвых} = 17,5$ °С, что обеспечивает работу теплообменника в надежном режиме. При этом температура воздуха снижается от 24 до 17,5 °С, что удовлетворяет условиям горных выработок.

Предлагаемый конденсатор рудничного воздуха позволяет не только снизить температуру воздуха, но и провести необходимое осушение его перед подачей в зону горных работ. Схема конденсационного теплообменника (вид сверху) представлена на рис. 2.

Устройство для кондиционирования рудничного воздуха включает корпус (1), подводящий (2) и отводящий (3) трубопроводы и теплообменники (4).

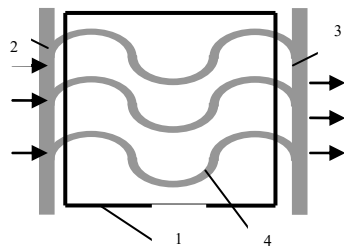


Рис. 2. Конденсатор для кондиционирования рудничного воздуха в зоне горных работ

Охлаждаемый воздух поступает в корпус, который выполнен из металлических полос, и далее попадает в пространство между теплообменными поверхностями, обтекает их и охлаждается. Теплообменники выполнены в виде полых гофрированных элементов, в которых циркулирует вода. Вода подается снизу из подводящего трубопровода, а вытекает сверху по отводящему трубопроводу.

При обтекании воздухом холодных поверхностей теплообменника происходит конденсация на них водяного пара, что позволяет осушить влажный воздух.

Анализ схемы, представленной на рис. 2, показывает, что рассматриваемое устройство является теплообменником типа “перемешивание - вытеснение”.

Математическая модель такого теплообменника при условии, что не достигается температура точки росы, имеет вид системы двух дифференциальных уравнений [4,5]

$$c_1 \gamma_1 V_1 \frac{dt_1}{d\tau} = c_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1н} - t_1) - kS(t_1 - t_2), \quad (5)$$

$$f_2 c_2 \gamma_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} = -c_2 \gamma_2 Q_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} + k \frac{S}{L} (t_1 - t_2), \quad (6)$$

где t_1, t_2 - температуры воздуха и воды, соответственно, °C; c_1, c_2 - теплоемкости воздуха и воды, соответственно, Дж/(кг·°C); Q_1, Q_2 - расходы воздуха и воды, соответственно, м³/с; $t_{1н}$ - температура воздуха на входе, °C; V_1 - объем корпуса конденсатора, в котором охлаждается воздух, м³; f_2 - поперечное сечение секции, по которой проходит вода, м²; S - площадь поверхности теплообмена, м²; L - длина секции, м; k - коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C).

Дифференциальные уравнения (5) и (6) описывают, соответственно, процессы охлаждения воздуха и нагрева воды в конденсаторе.

В предположении стационарности протекания исследуемых процессов теплообмена, уравнения (5) и (6) запишутся в виде

$$c_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1н} - t_1) = kS(t_1 - t_2); \quad c_2 \gamma_2 Q_2 \frac{dt_2}{dx} = k \frac{S}{L} (t_1 - t_2).$$

Для удобства решения этой системы уравнений представим ее в виде

$$t_{1н} - t_1 = a_1 \cdot (t_1 - t_2), \quad (7)$$

$$\frac{dt_2}{dx} = \frac{a_2}{L} \cdot (t_1 - t_2), \quad (8)$$

где $a_i = kS/W_i$, $W_i = c_i \gamma_i Q_i$ - водяной эквивалент, ($i=1,2$).

Из уравнения (7) находим

$$t_1 = (a_1 t_2 + t_{1н}) / (1 + a_1) \quad (9)$$

и подставляем в уравнение (8), что даст

$$\frac{dt_2}{dx} = \frac{a_2}{(1 + a_1)L} (t_{1н} - t_2). \quad (10)$$

Уравнение (10) является дифференциальным уравнением первого порядка с разделяющимися переменными, решение которого имеет вид

$$t_2 = t_{1н} + (t_{2,0} - t_{1н}) \cdot e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \frac{x}{L}}, \quad (11)$$

где $t_2(x=0) = t_{2,0}$.

Особенностью проводимого моделирования является то, что воздух, находящийся в конденсаторе, имеет постоянную температуру по всему объему. Для учета этого рассчитаем количество теплоты, которое поглощается водой, протекающей по теплообменнику. Для этого воспользуемся формулой

$$W_n = k \Pi_2 \int_0^L (t_1 - t_2) dx, \quad (12)$$

где Π_2 - периметр теплообменника, м.

Подставляя в формулу (12) величину температуры воды согласно (11), получаем

$$W_n = k\Pi_2 \int_0^L (t_1 - t_{1n} - (t_{2,0} - t_{1n})) e^{-\frac{a_2 - x}{1 - a_1} \frac{x}{L}} dx,$$

или после проведения интегрирования,

$$W_n = kS \left(t_1 - t_{1n} + (t_{1n} - t_{2,0}) \frac{1 + a_1}{a_2} \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1 + a_1}} \right) \right), \quad (13)$$

где $S = \Pi_2 \cdot L$.

Для нахождения температуры воздуха воспользуемся уравнением стационарного теплового баланса охлаждаемого в конденсаторе воздуха

$$c_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1n} - t_1) = W_n.$$

Подставляя в последнее уравнение (13), получаем

$$c_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1n} - t_1) = kS \left(t_1 - t_{1n} + (t_{1n} - t_{2,0}) \frac{1 + a_1}{a_2} \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1 + a_1}} \right) \right).$$

И, наконец, решая последнее уравнение относительно t_1 , находим искомую температуру воздуха

$$t_1 = t_{1n} - \frac{a_1}{a_2} (t_{1n} - t_{2,0}) \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1 + a_1}} \right). \quad (14)$$

Для удобства анализа результатов моделирования температуры воздуха в конденсаторе целесообразно перейти в формуле (14) к безразмерным величинам, что даст

$$\theta_1 = \frac{a_1}{a_2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1 + a_1}} \right), \quad (15)$$

где $\theta_1 = (t_{1n} - t_1) / (t_{1n} - t_{2,0})$.

На рис. 3 и 4 представлены результаты расчетов безразмерной величины температуры воздуха в конденсаторе по формуле (15).

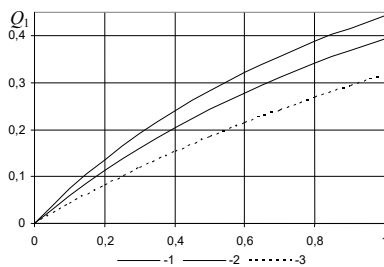


Рис. 3. Зависимость безразмерной температуры от параметра a_1 : (1- $a_2=0,5$; 2- $a_2=1$; 3- $a_2=2$)

Анализ графиков, представленных на рис. 3, показывает, что с ростом величины параметра, связанного с переносом теплоты охлаждаемым воздухом, безразмерная температура воздуха увеличивается. Причем при увеличении параметра, ответственного за перенос теплоты водой, происходит уменьшение безразмерной температуры охлаждаемого воздуха.

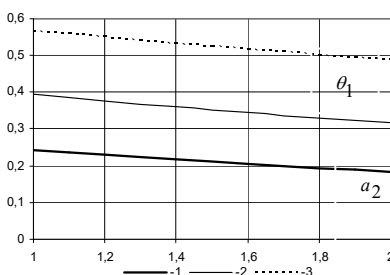


Рис. 4. Зависимость безразмерной температуры от параметра a_2 : (1- $a_2=0,5$; 2- $a_1=1$; 3- $a_1=2$)

Графики, представленные на рис. 4, показывают, что при увеличении параметра, ответственного за перенос теплоты водой, происходит уменьшение безразмерной температуры воздуха. Но при этом при возрастании параметра, связанного с переносом теплоты воздухом, увеличивается безразмерная температура воздуха.

Представленные графики на рис. 4 показывают, что с ростом величины параметра, связанного с переносом теплоты охлаждаемым воздухом, безразмерная температура воздуха увеличивается. Причем, при увеличении параметра, ответственного за перенос теплоты водой, происходит уменьшение безразмерной температуры охлаждаемого воздуха. Графики, представленные на рис. 4, показывают, что при увеличении параметра, ответственного за перенос теплоты водой, происходит уменьшение безразмерной температуры воздуха. Но при этом при

возрастании параметра, связанного с переносом теплоты воздухом, увеличивается безразмерная температура воздуха.

Если исследуется случай, когда в конденсаторе при охлаждении воздуха достигается точка росы, то необходимо рассматривать этот процесс охлаждения последовательно. На первом этапе происходит охлаждение воздуха без достижения точки росы. В этом случае, согласно полученным выше формулам, можно записать

$$t_2 = t_{1n} - (t_{1n} - t_{2,0}) \cdot e^{-\frac{a_2 x}{1+a_1 L}}, \quad (16)$$

$$t_1 = \frac{1}{1+a_1} (t_{1n} + a_1 \cdot t_2). \quad (17)$$

При достижении воздухом температуры точки росы из уравнения (17) получаем соответствующую температуру воды

$$t_{2p} = \frac{1}{a_1} ((1+a_1) \cdot t_{1p} - t_{1n}), \quad (18)$$

где t_{1p} - температура точки росы воздуха, °С.

Значение координаты x , соответствующее температуре (18), находится из формулы (16)

$$x_p = L \cdot \frac{1+a_1}{a_2} \ln \left(\frac{a_1 (t_{1n} - t_{2,0})}{1+a_1 (t_{1n} - t_{1p})} \right). \quad (19)$$

Если при уменьшении температуры воздуха достигается точка росы, то происходит конденсация водяных паров и меняется характер теплоотдачи. Последнее выражается в изменении уравнения (5), которое принимает вид

$$c_1 \gamma_1 V_1 \frac{dt_1}{d\tau} = -r \gamma_1 Q_1 (d(t_{1p}) - d(t_1)) + c_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1p} - t_1) - kS(t_1 - t_2), \quad (20)$$

где r - теплота парообразования, Дж/кг; t_{1p} - температура точки росы, °С; $d(t_1)$ - влагосодержание, кг/кг.

Принимая во внимание аппроксимацию (10), уравнение (20) может быть представлено в виде

$$c_1 \gamma_1 V_1 \frac{dt_1}{d\tau} = \gamma_1 Q_1 (c_1 - \mu \cdot r) (t_{1p} - t_1) - kS(t_1 - t_2). \quad (21)$$

Поскольку рассматривается стационарный случай, уравнение (21) преобразуется к виду

$$\gamma_1 Q_1 (c_1 - \mu r) (t_{1p} - t_1) = kS(t_1 - t_2). \quad (22)$$

В результате, с учетом (8), получаем систему уравнений

$$t_{1p} - t_1 = \tilde{a}_1 \cdot (t_1 - t_2), \quad (23)$$

$$\frac{dt_2}{dx} = \frac{a_2}{L} \cdot (t_1 - t_2), \quad (24)$$

где $\tilde{a}_1 = \frac{kS}{\tilde{W}_1}$, $\tilde{W}_1 = (c_1 - \mu r) \gamma_1 Q_1$ - водяной эквивалент.

При этом должно выполняться граничное условие

$$t_2(x = x_p) = t_{2p}. \quad (25)$$

Решение системы уравнений (23), (24) проводится так же, как выше. С учетом граничного условия (25) получаем

$$t_2 = t_{1p} - \frac{1}{\tilde{a}_1} (t_{1n} - t_{1p}) \cdot e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} \frac{x-x_p}{L}}, \quad (26)$$

$$t_1 = \frac{1}{1+\tilde{a}_1} (t_{1p} + \tilde{a}_1 t_2). \quad (27)$$

Далее, принимая во внимание, что рассматривается при охлаждении воздуха модель идеального перемешивания, необходимо учесть это, как до достижения температуры точки росы

($t_1 > t_{1p}$), так и после такого достижения ($t_1 \leq t_{1p}$). В первом случае ($t_1 > t_{1p}$) находим поглощаемую водой теплоту

$$W_{II}^{(1)} = k\Pi_2 \int_0^{x_p} (t_1 - t_2) dx. \quad (28)$$

Вычисляя интеграл в (28), находим

$$\int_0^{x_p} (t_1 - t_2) dx = \int_0^{x_p} \frac{t_{1n} - t_{2,0}}{1 + a_1} e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \frac{x}{L}} dx = L \cdot \frac{t_{1n} - t_{2,0}}{a_2} (1 - e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \frac{x_p}{L}}).$$

Подставляя вычисленный интеграл в (28), находим

$$W_{II}^{(1)} = \frac{k \cdot S}{a_2} (t_{1n} - t_{2,0}) (1 - e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \frac{x_p}{L}}). \quad (29)$$

В свою очередь, тепло, отдаваемое воде после достижения точки росы ($t_1 \leq t_{1p}$), находится по формуле

$$W_{II}^{(2)} = k\Pi_2 \int_{x_p}^L (t_1 - t_2) dx. \quad (30)$$

Вычисляя интеграл в (30), находим

$$\int_{x_p}^L (t_1 - t_2) dx = \int_{x_p}^L \frac{t_{1n} - t_{1p}}{1 + \tilde{a}_1} e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} \frac{1}{L}(x-x_p)} dx = L \cdot \frac{t_{1n} - t_{1p}}{a_2} (1 - e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} (1 - \frac{x_p}{L})}).$$

Подставляя вычисленный интеграл в (30), находим

$$W_{II}^{(2)} = \frac{k \cdot S}{a_2} (t_{1n} - t_{1p}) (1 - e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} (1 - \frac{x_p}{L})}). \quad (31)$$

Для вычисления температуры, которая установится в конденсаторе, с учетом достижения точки росы воспользуемся балансом теплоты для воздуха

$$\bar{c}_1 \gamma_1 Q_1 (t_{1n} - t_1) = W_{II}^{(1)} + W_{II}^{(2)}, \quad (32)$$

где \bar{c}_1 - средняя теплоемкость воздуха в конденсаторе, Дж/кг °С.

Для нахождения средней теплоемкости воздуха воспользуемся формулой

$$\bar{c}_1 = \frac{x_p}{L} c_1 + \frac{L - x_p}{L} (c_1 - \mu r),$$

или

$$\bar{c}_1 = c_1 - \mu r \left(1 - \frac{x_p}{L} \right). \quad (33)$$

Подставляя (29), (31) и (32) в формулу (33), находим искомую величину температуры воздуха в конденсаторе

$$t_1 = t_{1n} - \frac{a_1}{a_2} \frac{1}{1 - (1 - \frac{x_p}{L}) \frac{\mu \cdot r}{c_1}} \left((t_{1n} - t_{2,0}) (1 - e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \frac{x_p}{L}}) + (t_{1n} - t_{1p}) (1 - e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} (1 - \frac{x_p}{L})}) \right). \quad (34)$$

Формулу (34) для исследования полученных результатов целесообразно записать в безразмерном виде

$$\theta_1 = \frac{a_1}{a_2} \frac{1}{1 - (1 - \bar{x}_p) \frac{\mu \cdot r}{c_1}} \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1+a_1} \bar{x}_p} + \theta_{1p} \left(1 - e^{-\frac{a_2}{1+\tilde{a}_1} (1 - \bar{x}_p)} \right) \right), \quad (35)$$

где $\theta_{1p} = \frac{t_{1n} - t_{1p}}{t_{1n} - t_{2,0}}$, $\bar{x}_p = \frac{x_p}{L}$.

Согласно приведенным выше данным по исследованию движения воздуха в шахтных выработках примем относительную влажность воздуха $\varphi=0,85$. Тогда при начальной температуре воздуха, равной $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура точки росы согласно формулы $t_{1p}=t_{1n}+18,52\cdot\ln\varphi_{н}$, составит $27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчеты по формуле (35) с учетом того, что $t_{2,0}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $c_1=1000\text{ Дж/кг }^{\circ}\text{C}$; $r=2,4\cdot 10^6\text{ Дж/кг}$ [6,7], представлены на рис. 5,6.

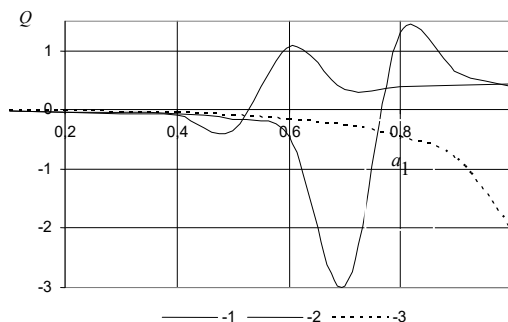


Рис. 5. Зависимость безразмерной температуры от параметра a_1 : ($1 - a_1 = 0,5$; $2 - a_1 = 1$; $3 - a_1 = 2$)

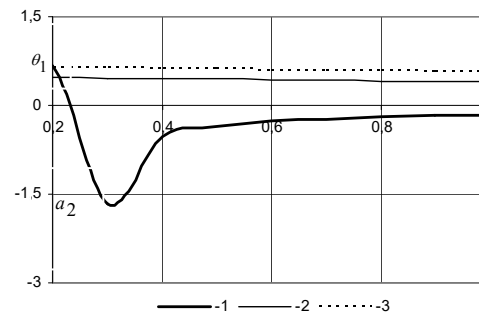


Рис. 6. Зависимость безразмерной температуры от параметра a_2 : ($1 - a_1 = 0,5$; $2 - a_1 = 1$; $3 - a_1 = 2$)

Анализ графиков, представленных на рис. 5 и 6, показывает принципиальное их отличие от результатов расчета, проведенных выше, см. рис. 3,4. Это связано с тем, что при расчетах по формуле (35) учитывается изменение агрегатного состояния водяных паров, находящихся в воздухе. Важно, что при таких расчетах учитываются также случаи, когда точка росы не достигается.

Выводы. 1. Математическое моделирование с применением современных средств вычислительной техники [8] является необходимым и эффективным средством исследования теплообменных процессов, происходящих в глубоких железорудных шахтах для обеспечения условий труда горнорабочих, соответствующих гигиеническим требованиям техники безопасности.

2. Применение основных законов теплопередачи, учитывающих конвективный теплообмен, теплопроводность горных массивов, явление конденсации водяных паров с учетом их нестационарности, дал возможность построить математическую модель теплообменных процессов, происходящих при прохождении рудничного воздуха, как по вертикальным, так и по горизонтальным выработкам глубоких железорудных шахт. Синтезированная математическая модель позволяет прогнозировать состояние теплового режима глубоких шахт для последующего его регулирования.

3. Моделирование двухступенчатого охлаждения рудничного воздуха, устройствами, расположенными в рудничных выработках, с использованием математических моделей теплообменных аппаратов типа “перемешивание - перемешивание” и “перемешивание - вытеснение” при учете изменения агрегатного состояния водяных паров, находящихся в рудничном воздухе, позволяет путем имитационного моделирования устанавливать такие тепловые режимы в выработках, которые соответствуют горнотехническим нормам ведения работ в условиях глубоких железорудных шахт.

Список литературы

1. Щербань А.Н. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. Т.1 / Щербань А.Н., Кремнев О.А. - К.: Изд. АН УССР, 1959. - 430 с.
2. Лапшин О.Є. Двухступеневе охолодження рудничного повітря в зоні гірничих робіт. / Лапшин О.Є., Лапшин О.О. / Вісник Криворізького технічного університету Кривий Ріг: КТУ. - Вип. 9, 2005. - С. 153-157.
3. Михеев М.А. Основы теплопередачи / Михеев М.А., Михеев И. М./ - М.: Энергия, 1977. -343 с.
4. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 496 с.
5. Бондарь А.Г. Математическое моделирование в химической технологии.– К.: Вища школа, 1973. – 280 с.
6. Беляев Н.М. Термодинамика. – К.: Вища школа, 1987. – 344 с.
7. Ехонович А.С. Справочник по физике.– М.: Просвещение, 1978.– 416 с.
8. Лапшин А.Е. Математическое моделирование температурных режимов при охлаждении шахтных выработок / Лапшин А.Е., Лапшин А.А., Серебrenиков В.М. / Зб. матеріалів Міжнародної наукової конференції “Охорона праці та соціальний захист працівників”, 19-21 листопада 2008 р., Київ.

Рукопись поступила в редакцию 09.11.11