

4. Замыцкий О.В. О гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2003. – №6. – С.43-45 .

5. Замыцкий О.В. Тепломассообмен в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2004. – №9. – С.327 – 330.

6. Декларационный патент на изобретение. Сепаратор капельной влаги / М. И. Великий, О. В. Замыцкий, Б. М. Литовко, В. А. Трегубов. – Опубл. БИ № 12. 16.12.2002.

Рукопись поступила 18.09.2015

УДК 622.233.5+621.542

*В.А. Трегубов, д-р. техн. наук, проф.,
О.В. Замыцкий, д-р. техн. наук, проф., Б.М. Литовко, канд. техн. наук, доц.
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПО ТРУБОПРОВОДУ

С использованием законов термо-газодинамики разработан метод числового расчета условий достижения температуры точки росы и количества выпавшего конденсата по длине трубопровода пневматической сети от компрессора до ствола шахты.

Ключевые слова: влажный воздух, математическая модель, трубопровод.

З використанням законів термо-газодинаміки розроблено метод чисельного розрахунку вимог отримання температури крапки роси та кількості конденсату, що випав по довжині трубопроводу пневматичної мережі від компресора до ствола шахти.

Ключеві слова: вологе повітря, математична модель, трубопровід.

On the basis of the laws of the termozodynamics the method of the numerical calculation of achievement of the temperature of the point of the dew and quantity of the condensate, which was collected, on the course of the tubing of the pneumatic network from the compressor to the shaft of the mine has been developed.

Keywords: moist air, mathematical model, pipeline.

Очевидно, что наличие капельной влаги в сжатом воздухе оказывает негативное влияние на эффективность работы пневматического оборудования шахт. Капельная влага неизбежно появляется в результате конденсации пара по мере остывания газа и должна улавливаться

влажнотделителем. Расчет системы влагоулавливания, при этом, базируется на теории термо-газодинамики течения влажного воздуха по трубопроводу.

Известен анализ процессов течения влажного сжатого воздуха в трубопроводе, который, однако, имеет лишь описательный характер [1]. Количественный анализ фазовых переходов во влажном воздухе приведен в работе [2], где внимание уделено изменениям температуры и давления.

Целью настоящей работы является математическое моделирование процесса конденсации влаги на горизонтальном участке пневматической сети для определения расстояния от начала трубопровода до сечения с температурой воздуха равной температуре точки росы, а также количества выпадающего конденсата.

Уравнение теплового баланса для участка трубопровода пневматической сети при наличии в воздушном потоке водяных паров записывается в известном виде

$$(C_g \cdot G_g + C_n \cdot G_n) dT = -K_x (T - T_n) \pi dx, \quad (1)$$

где C_g, C_n – удельные теплоемкости при постоянном давлении воздуха и водяного пара, соответственно, Дж/кг·К;

G_g, G_n – массовые расходы воздуха и водяного пара, соответственно, кг/с;

K_x – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/м·К;

T – температура влажного воздуха в трубопроводе, К;

T_n – температура наружного воздуха, К;

dx – элемент длины трубопровода, м.

Массовые расходы воздуха и водяного пара могут быть выражены через характеристики влажного воздуха

$$G_g = \frac{G}{1+d}, G_n = \frac{G \cdot d}{1+d}, \quad (2)$$

где $d = G_n/G_g$ – влагосодержание сжатого воздуха;

$G = G_g + G_n$ – массовый расход влажного воздуха, кг/с.

Используя известную эмпирическую зависимость между давлением насыщенного пара и температурой

$$P_n = 1,675 \cdot 10^{11} \cdot e^{-\frac{5300}{T}}, \quad (3)$$

влагосодержание сжатого воздуха может быть представлено в виде

$$d = \frac{0,622\varphi}{P \cdot 5,97 \cdot 10^{-12} \cdot e^{-\frac{5300}{T}} - \varphi}. \quad (4)$$

Полученная формула позволяет вычислить исходное влагосодержание на входе трубопровода (d_0), если известны давление сжатого воздуха (P_0), температура (T_0) и относительная влажность (φ_0).

Используя приведенные зависимости, исходное уравнение теплового баланса преобразуется следующим образом

$$\frac{C_g \cdot G}{1 + d_o} \left(d_o \frac{C_n}{C_g} + 1 \right) dT = -K_x (T - T_n) \pi dx. \quad (5)$$

Если в выражении (4) пренебречь изменением давления по длине трубопровода, то, положив $\varphi=1$, при исходном влагосодержании d_0 и давлении P_0 , можно рассчитать температуру точки росы, К

$$T_p = \frac{5300}{25,844 - \ln P_o + \ln \left(1 + \frac{0,622}{d_o} \right)}. \quad (6)$$

Решая дифференциальное уравнение (5) можно определить расстояние от начала трубопровода, на котором температура сжатого воздуха становится равной точке росы. Поскольку на этом расстоянии относительная влажность достигает единицы ($\varphi=1$) в трубопроводе начинается конденсация влаги. Дифференциальное уравнение, учитывающее теплоту, поступающего от фазового превращения водяного пара в воду, получается из (5) путем добавления соответствующего слагаемого:

$$\frac{C_g \cdot G}{1 + d} \left(d \frac{C_n}{C_g} + 1 \right) dT + rd(G_n) = -K(T - T_n) \pi dx, \quad (7)$$

где r – теплота фазового перехода;
 d – текущее влагосодержание.

Принимая во внимание, что массовый расход пара равен $G_n=1-G/(1+d)$, из формулы (4) находим

$$d(G_n) = \frac{d^2}{(1+d)^2} \cdot \frac{G \cdot P}{T^2} \cdot e^{\frac{5300}{T}} \cdot 5,087 \cdot 10^{-8} dT, \quad (8)$$

С учётом (8) уравнение (7) принимает вид

$$\frac{G}{1+d} \left(d \cdot C_n + C_g + \frac{r \cdot d^2}{1+d} \cdot \frac{P}{T^2} \cdot e^{\frac{5300}{T}} \cdot 5,087 \cdot 10^{-8} \right) dT = -K_x (T - T_n) \pi dx. \quad (9)$$

При данных условиях течения сжатого воздуха в трубопроводе влагосодержание является достаточно малой величиной ($d < < 1$), что позволяет уравнение (9) представить в виде

$$G \left(C_{\theta} + 5,52 \cdot 10^{14} \cdot \frac{r}{P \cdot T^2} \cdot e^{-\frac{5300}{T}} \right) dT = -K_x (T - T_n) \pi dx. \quad (10)$$

Левая часть этого дифференциального уравнения содержит сложную функциональную зависимость от температуры, которая не позволяет его проинтегрировать. Однако в исследуемом диапазоне температур функцию

$$f(T) = \frac{1}{T^2} \cdot e^{-\frac{5300}{T}}, \quad (11)$$

с достаточной точностью можно аппроксимировать параболой

$$f(T) \approx a + b \cdot T + c \cdot T^2, \quad (12)$$

где a, b, c – коэффициенты, которые определяются по значениям функции (11).

После подстановки (12) дифференциальное уравнение преобразуется

$$G \left(C_{\theta} + \frac{5,52 \cdot 10^{14} \cdot r}{P} (a + b \cdot T + c \cdot T^2) \right) dT = -K_x (T - T_n) \pi dx. \quad (13)$$

Откуда выразив параметр T через абсолютную температуру наружного воздуха T_n в виде $T = T_n + \Delta T$ получим

$$G (a_1 + b_1 \cdot \Delta T + c_1 \cdot \Delta T^2) dt = -K_x (T - T_n) \pi dx, \quad (14)$$

где $a_1 = C_{\theta} + \frac{5,52 \cdot 10^{14} \cdot r}{P} (a + b \cdot T_n + c \cdot T_n^2),$

$$b_1 = \frac{5,52 \cdot 10^{14} \cdot r}{P} (b + 2c \cdot T_n),$$

$$c_1 = \frac{5,52 \cdot 10^{14} \cdot k}{P} \cdot c.$$

Для решения уравнение (14) при горизонтальном трубопроводе воспользуемся зависимостями для коэффициентов теплоотдачи с внутренней α_1 и внешней α_2 стороны трубопровода

$$\alpha_1 = 0,018 \frac{\lambda_1}{v_1^{0,8}} \cdot \frac{\omega_1^{0,8}}{d_1^{0,2}}, \quad \alpha_2 = 0,814 \lambda_2 \cdot \left(\frac{\beta}{v_2^2 \cdot d_2} \right)^{0,25}, \quad (15)$$

где d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры трубопровода, м;

λ_1, λ_2 – коэффициент теплопроводности воздуха в трубопроводе и внешней среде, Вт/м⁰С,

v_1, v_2 – кинематический коэффициент вязкости внутреннего и наружного воздуха, м²/с;

ω_1 – скорость потока сжатого воздуха, м/с;

T_n – абсолютная температура наружного воздуха, К;

$\Delta T_2 = T_2 - T_n$; $\beta = \Delta T_2 / T_n$ – температурный напор между стенкой и воздухом окружающей среды, К.

С использованием зависимостей (15) можно записать равенство тепловых потоков, отданное горячей и воспринятое холодной средой, в виде [3]

$$\frac{\Delta T}{A + B(\Delta T_2)^{-1/4}} = \frac{(\Delta T_2)^{5/4}}{B}, \quad (16)$$

где

$$A = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad B = \frac{1,229}{\lambda_2 \cdot d_2} \left(\frac{\nu_2 \cdot d_2}{\beta} \right)^{0,25}.$$

Отсюда температурный напор на внешней стенке горизонтального трубопровода с учетом замены $y = (\Delta T)^{1/4}$ определится так

$$\Delta T = \frac{A}{B} y^5 + y^4. \quad (17)$$

Теперь подставив (17) в уравнение (14) и произведя преобразования, получим

$$\left(\frac{4a_1 \cdot B}{y^2} + \frac{5a_1 \cdot A}{y} + 4b_1 \cdot B \cdot y^2 + 9b_1 \cdot A \cdot y^3 + 5b_1 \frac{A^2}{B} y^4 + 4c_1 \cdot B \cdot y^6 + \right. \\ \left. + 7c_1 \cdot A \cdot y^7 + 14c_1 \cdot \frac{A^2}{B} y^8 + 5c_1 \cdot \frac{A^3}{B^2} y^9 \right) dy = -\frac{\pi}{G} dx \quad (18)$$

Интегрируя последнее уравнение, найдем решение в виде частного интеграла

$$\frac{4a \cdot B}{y_p} \left(\frac{1-m}{m} \right) - 5a_1 \cdot A \cdot \ln m + \frac{4}{3} b_1 \cdot B \cdot y_p^3 (1-m^3) + \frac{9}{4} b_1 \cdot A \cdot y_p^4 (1-m^4) + \\ + \frac{b_1 \cdot A^2 \cdot y_p^5}{B} (1-m^5) + \frac{4}{7} c_1 \cdot B \cdot y_p^7 (1-m^7) + \frac{7}{8} c_1 \cdot A \cdot y_p^8 (1-m^8) + \\ + \frac{14c_1 \cdot A^2 \cdot y_p^9}{9B} (1-m^9) + \frac{c_1 \cdot A^3 \cdot y_p^{10}}{2B^2} (1-m^{10}) = \frac{\pi(x-x_p)}{G_x}, \quad (19)$$

где $m = y/y_p$, y_p, x_p – значения соответствующие точке росы.

Уравнение (19) позволяет рассчитать температуру сжатого воздуха на выходе трубопровода. Тогда, пользуясь уравнением (8) и допущением о

малости величины d ($d \ll 1$), расход конденсата, выпадающего из водяного пара, подчиняется дифференциальному уравнению

$$\frac{dG_k}{dT} = \frac{G}{T^2 \cdot P_o} 5,522 \cdot 10^{14} \cdot e^{\frac{5300}{T}}, \quad (20)$$

где G_k – расход конденсата, кг/с.

Интегрируя дифференциальное уравнение (20), находим расход конденсата на выходе трубопровода

$$G_k = 1,042 \cdot 10^{11} \cdot \frac{G}{P_o} \left(e^{\frac{5300}{T_k}} - e^{\frac{5300}{T_0}} \right), \quad (21)$$

где T_k – температура воздуха на выходе трубопровода, К.

Рассмотрим использование полученных формул для численного расчета на следующем примере. По горизонтальному трубопроводу диаметром $d_1=0,4$ м и длиной $l=1000$ м расходуется $V=8$ м³/с сжатого воздуха при давлении $P_0=0,7$ МПа, входной температуре $t_0=80^\circ\text{C}$ и влажности $\varphi_0=0,6$. Температура наружного воздуха $T_n=293$ К.

Расчёт по формуле (4) позволяет вычислить входное влагосодержание $d_0=0,0282$, а по формуле (6) температуру точки росы $T_p=341$ К ($t_p=68^\circ\text{C}$) и параметр $x_p=336$ м.

Таким образом, на расстоянии 336 м от начала трубопровода наступила точка росы ($\varphi=1$) и дальнейшие расчёты проводились по уравнениям, которые учитывали фазовые превращения пара в конденсат. На первом шаге была найдена аппроксимация функции (12) параболой

$$f(T) = 6,9 \cdot 10^{-11} - 4,583 \cdot 10^{-13} T + 7,64 \cdot 10^{-16} T^2,$$

Откуда рассчитаны значения a_1, b_1, c_1 :

$$a_1 = 1,556; b_1 = -19,2; c_1 = 1,566.$$

Подстановка этих значений в (19) привела к уравнению относительно параметра m на выходе из трубопровода

$$3,6 \left(\frac{1-m}{1-m} \right) - 0,184 \ln m - 683,7(1-m^3) - 47(1-m^4) - 0,85(1-m^5) + 1102,2(1-m^7) + 68,8(1-m^8) + 5,0(1-m^9) + 0,07(1-m^{10}) = 261.$$

Численное решение этого уравнения дало $m_k=0,9475$, то есть $y_k/y_p=0,9475$, или $y_k=2,47$.

Используя значения переменной y_k на выходе трубопровода было найдено $\Delta T \approx 312$ К.

Пользуясь формулой (21) находится расход конденсата на выходе трубопровода, который составил $G_k = 0,073$ кг/с.

Полученные результаты расчетов близко согласуются с данными производственных наблюдений, что подтверждает адекватность математического моделирования течения влажного воздуха по горизонтальному участку трубопровода.

Дальнейшее развитие этих исследований направленное на математическое моделирование процессов конденсации в вертикальном стволовом участке пневмопровода позволит в конечном итоге создать компьютерную программу расчетов системы влагоотделения, проектируемых шахтных пневматических сетей.

Список использованных источников

1. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт.– М.: Недра, 1985.– 352 с.
2. Ушаков В.И., Коболев Н.С. К определению работы сжатого воздуха при наличии конденсированных фаз//Изв. вузов. Горный журнал.– 1980.– №7.– С. 67-70.
3. Литовко Б.М., Серебряников Э.В. Расчет энергопотерь при транспортировании сжатого воздуха//Науковий вісник НГУ. – 2003.– №5. – С. 49-50.

Рукопись поступила 26.09.2015

УДК 622.235:271, 622.458:504

*М.Г.Голярчук, інженер, А.В.Петрухін, заступник директора НДГРІ
Науково-дослідний гірничорудний інститут ДВНЗ «КНУ»*

ПРО РОЗРОБЛЕННЯ КОНЦЕПЦІЇ ДОВГОСТРОКОВОЇ ПРОГРАМИ КОМПЛЕКСНОГО ВИРШЕННЯ ПРОБЛЕМ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ КРИВБАСУ НА 2017-2030 рр.

В статье дан краткий анализ техногенной нагрузки Кривбасса, отмечена активизация геодинамических и неотектонических процессов, сформулированы концептуальные подходы к разработке долгосрочной программы по организации системного мониторинга с целью недопущения возникновения техногенных катастроф и предупреждения возникновения природных катастроф.

Ключевые слова, техногенная безопасность, сейсмический мониторинг, природоохранные мероприятия, сбалансированность добычи

У статті дано короткий аналіз техногенного навантаження Кривбасу, відзначено активізацію геодинамічних та неотектонічних процесів, сформульовано концептуальні підходи до розробки довгострокової програми з організації системного моніторингу з метою недопущення виникнення техногенних катастроф та попередження виникнення природних катастроф.