

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ ХЛАДОНОСИТЕЛЯ В СИСТЕМАХ ТРУБОПРОВОДОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК НА ГЛУБОКИХ ШАХТАХ

*В.А. Кузин, Донецкий государственный университет управления, Украина,
С.А. Алексеенко, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», Украина*

Получены расчетные зависимости для определения температуры подвижного агента в сетях хладонотителя и конденсаторной воды подземных холодильных установок. Для повышения точности прогноза температуры агента в сети трубопроводов и температуры воздуха в горных выработках различного назначения использован метод итераций с заданием величины ошибки определения температуры агента в циркуляционной сети.

Возникающий в шахтных выработках теплообмен между трубопроводами хладонотителя (конденсаторной воды) и вентиляционным воздухом оказывает существенное влияние на тепловые условия в выработках. При этом величина хладопотерь через циркуляционные трубопроводы и их влияние на тепловые параметры воздуха в выработках зависят от того, теплоизолированы трубы или нет.

Тепловое взаимодействие вентиляционной струи и хладонотителя в трубопроводах, проложенных по выработке, исключает возможность независимого определения конечной температуры воздуха (t_2) и температуры хладонотителя (Θ_2). Для решения этой сопряженной задачи предлагается использовать метод итерации, что при условии широкого применения вычислительной техники не вызывает затруднений.

Для определения температуры воздуха в конце выработки L , в которой расположены трубопроводы хладонотителя, по методикам [1, 2] комплекс E вычисляется по формулам с ориентировочным заданием средней температуры хладонотителя или конденсаторной воды в трубопроводах в зависимости от технических характеристик холодильной машины:

$$E = \frac{3600L}{Gc_p} (k_\tau U t_n + k_{тр} U_{тр} \Theta_{тр\ cр} + k_{тр.x} U_{тр.x} \Theta_{хср}), \quad (1)$$

где G – массовый расход воздуха в выработке, кг/с;

c_p – массовая удельная теплоемкость воздуха Дж/(кг·°C);

k_τ – коэффициент нестационарного теплообмена между горным массивом и воздухом, Вт/(см²·°C);

U – периметр горной выработки, м;

t_n – естественная температура горных пород на глубинные расположения выработки, °C;

$\Theta_{т.х}$ – температура агента в трубопроводе, °C.

В методиках расчета температуры воздуха в глубоких шахтах не рассмотрены вопросы расчета температуры хладонотителя и конденсаторной воды холодильных установок по длине выработки с циркуляционными трубами.

В зависимости от того, теплоизолированы трубы или нет трубопроводы хладонотителя, потери холода через трубы различны. Различна также и физическая модель теплообменных процессов, происходящих между трубопроводами и воздушным потоком, движущимся по выработке.

Рассмотрим возможные случаи теплообмена между воздухом и трубопроводами хладонотителя или конденсаторной воды в выработках.

При теплоизолированных трубопроводах. Уравнение теплового баланса для выработки, в которой расположен трубопровод (рис. 1), можно записать:

$$dQ_x = dQ_г. \quad (2)$$

Принимаем температуру воздуха по длине выработки постоянной и равной ее среднему значению, а толщину теплоизоляции трубопровода из условия, что на ее поверхности не

происходит конденсация водяных паров [3]. В этом случае величина потерь холода из трубопровода на элементарном участке $d\ell$ выработки может быть выражена

$$G_{TP} c_{TP} d\Theta = k_{TP} U_{TP} (t_{cp} - \Theta_{\ell}) d\ell, \quad (3)$$

где Θ_{ℓ} – температуры хладоносителя в трубопроводе на расстоянии ℓ от начала участка, °C;

k_{TP} – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C);

U_{TP} – внешний периметр теплоизоляционного трубопровода, м;

G_{TP} – массовый расход хладоносителя в трубопроводе, кг/с;

c_{TP} – удельная теплоемкость хладоносителя Дж/(кг·°C);

t_{cp} – средняя температура воздуха в выработке, °C:

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (4)$$

Разделив переменные в уравнении (3), получим

$$\frac{d\Theta}{t_{cp} - \Theta_{\ell}} = A_{TP} d\ell, \quad (5)$$

где

$$A_{TP} = \frac{k_{TP} U_{TP}}{G_{TP} c_{TP}}. \quad (6)$$

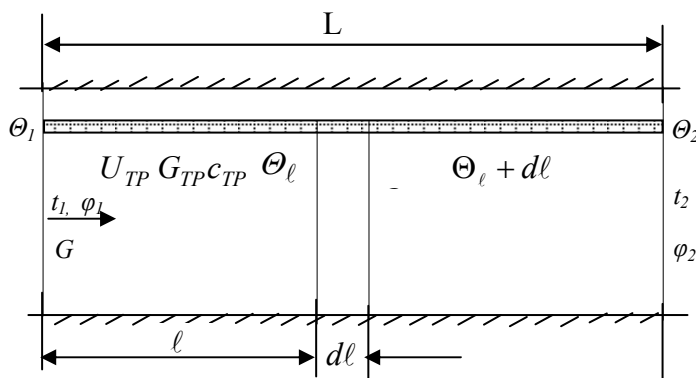


Рис. 1. Расчетная схема горной выработки с трубопроводами хладоносителя или конденсаторной воды холодильной установки

После интегрирования уравнения (5) и ряда преобразований, получим

$$\Theta_{\ell} = t_{cp} - C \exp(-A_{TP} \ell). \quad (7)$$

Постоянная интегрированная C находится на граничных условиях (при $\ell=0$, $\Theta_{\ell} = \Theta_1$)

$$C = t_{cp} - \Theta_1. \quad (8)$$

Подставляя значения C в уравнение (7), получим

$$\Theta_\ell = t_{cp} - (t_{cp} - \Theta_1) \exp(-A_{TP} \ell). \quad (9)$$

Подставляя $\ell = L$ и вместо t_{cp} его значение согласно равенству (4), получим расчетную зависимость для определения температуры хладоносителя в конце теплоизолированного трубопровода, расположенного в выработке

$$\Theta_2 = \Theta_1 \exp(-A_{TP} L) + \frac{t_1 + t_2}{2} [1 - \exp(-A_{TP} L)]. \quad (10)$$

Более точное решение для определения температуры хладоносителя может быть получено, если вместо средней температуры воздуха в балансовое уравнение (3) внести температуру t_ℓ , которая изменяется по длине выработки.

Циркуляционные трубопроводы холодильных установок располагаются в основных и участковых выработках со свежей или исходящей струей воздуха. В таких выработках, которые проветриваются длительное время, характер изменения температуры воздуха по длине выработок близок к линейной зависимости. Исходя из этого, с достаточной степенью точности в качестве закона изменения температуры воздуха по длине выработки примем зависимость

$$t_\ell = t_1 + \frac{t_2 - t_1}{L} \ell = t_1 + \xi' \ell, \quad (11)$$

где ξ' – приращение температуры воздуха на единицу длины выработки, °С/м.

Тогда уравнение (3) примет вид

$$G_{TP} c_{TP} d\Theta = k_{TP} U_{TP} (t_1 + \xi' \ell - \Theta_\ell) d\ell. \quad (12)$$

Произведя ряд преобразований, решим линейное дифференциальное уравнение. Окончательное выражение для расчета температуры хладоносителя при тех же обозначениях примет вид

$$\Theta_2 = t_2 - \frac{t_1 - \Theta_1 + \frac{t_2 - t_1}{A_{TP} L} (\exp A_{TP} L - 1)}{\exp(A_{TP} L)}. \quad (13)$$

Значение величины A_{TP} определяется по формуле (6). Коэффициент теплопередачи теплоизоляционного трубопровода, отнесенный к наружной поверхности охлаждающих труб, можно определить по формуле [4, 5]

$$k_{TP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_n^{u3}}{d_{вн}^{u3}} + \frac{1}{\alpha_n d_n^{u3}}}. \quad (14)$$

Если отношение $d_{вн}/d_n > 0,5$, то коэффициент теплопередачи можно рассчитать по формуле для плоской стенки [4]

$$k_{TP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (15)$$

где α_Θ – коэффициент тепловосприятости от стенки трубопровода к хладоносителю, Вт/(м²·°С);

α_n – коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности трубопровода, Вт/(м²·°С);

δ_1, δ_2 – толщина стенки трубопровода и слоя изоляции, м;

λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности стенки трубопровода и изоляционного материала, Вт/(м²·°С);

$d_n, d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубопровода, м;

$d_n^{из}, d_{вн}^{из}$ – наружный и внутренний диаметр изоляции трубопровода, м.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности трубопровода определяется по формуле [6]

$$\alpha_n = 3,67 \frac{v^{0,8}}{d_n^{0,2}} ; \quad (16)$$

$$v = a \cdot v_{cp}, \quad (17)$$

где v_{cp} – средняя скорость воздуха в выработке, м/с;

d_n – наружный диаметр изолированного трубопровода, м;

a – коэффициент, учитывающий место расположения трубопроводов хладоносителя в выработке [7].

Значение коэффициента a приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значение коэффициента a

Расстояние трубопровода от стенки выработки, м	Значение a
более 0,4	1,0
0,25-0,4	0,7-0,9
0,1-0,2	0,6

Коэффициент тепловосприятия от стенки трубопровода к хладоносителю определяется по эмпирической зависимости [6]

$$\alpha_{\Theta} = A_{\Theta} \frac{w^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} , \quad (18)$$

где w – скорость хладоносителя в трубопроводе, м/с;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубопровода, м;

A_{Θ} – коэффициент, зависящий от физических свойств хладоносителя и его температуры [5].

Для воды коэффициент A_{Θ} определяется

$$A_{\Theta} = 1190 + 21,4\Theta_{cp} . \quad (19)$$

При использовании в качестве хладоносителя рассола $NaCl$, $CaCl_2$ коэффициент A_{Θ} определяется по формуле [5]

$$A_{\Theta} = (1190 + 21,4\Theta_{cp}) \cdot [1 - 1,35(\gamma_0 - 1)] , \quad (20)$$

где γ_0 – плотность хладоносителя, т/м³.

Для определения коэффициента A_{Θ} в формулах (19) и (20), а также значения Θ_2 по формулам (10) или (13) задаются значения Θ_{cp} на расчетном участке выработки по приближенной зависимости

$$\Theta_{cp} = \Theta_1 + 0,5A_{TP}(t_1 - \Theta_1) . \quad (21)$$

После этого производят сопоставление результатов расчета с принятой величиной Θ_{cp} по формуле (21) и оценивают величину ошибки, которая сравнивается с заданной допустимой погрешностью (0,1-0,5°C)

$$\left| \Theta_{cp} - \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{2} \right| \leq \Delta\Theta. \quad (22)$$

При ошибке $\Delta\Theta$ задаются новым значением Θ_{cp} и повторяют расчеты, пока не будет удовлетворено условие (22). Затем производят определение t_2 по методике [1, 2] с подстановкой в формулу (1) для комплекса E уточненного значения Θ_{cp} .

При *неизолированных трубопроводах*. Уравнение теплового баланса для элементарного участка выработки (рис. 1), в которой расположен трубопровод хладоносителя, будет иметь вид

$$dQ_x = dQ_L + dQ_{\kappa\delta}, \quad (23)$$

где dQ_x – количество тепла, которое передается хладоносителю вентиляционной струей, Вт;

$$dQ_x = G_{TP} c_{TP} d\Theta_\ell; \quad (24)$$

dQ_θ – количество тепла, передаваемое от воздуха к хладоносителю за счет разности температур, Вт;

$$dQ_\theta = k_{TP} U_{TP} (t_{cp} - \Theta_\ell) dl; \quad (25)$$

$dQ_{\kappa\delta}$ – количество тепла, передаваемое хладоносителю за счет конденсации водяных паров на трубопроводах хладоносителя, Вт;

$$dQ_{\kappa\delta} = \beta r U_{TP} (p_{t_{cp}}^H \varphi_{cp} - p_\Theta^H) dl. \quad (26)$$

Уравнение теплового баланса в дифференциальной форме (23), с использованием приведенных на рис. 1 обозначений, примет вид

$$G_{TP} c_{TP} d\Theta_\ell = k_{TP} U_{TP} (t_{cp} - \Theta_\ell) dl + \beta r (p_{t_{cp}}^H \varphi_{cp} - p_\Theta^H) U_{TP} dl; \quad (27)$$

$$p_\Theta^H = n_\Theta (\Theta_\ell - \varepsilon_\Theta). \quad (28)$$

где k_{TP} – коэффициент теплопередачи к охлаждающему трубопроводу, Вт/(м²·°C);

β – коэффициент массообмена между влажным воздухом и поверхностью труб, кг/(м²·с·Па);

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

$p_{t_{cp}}^H, p_\Theta^H$ – парциальное давление насыщенного водяного пара при средней температуре воздуха в выработке и стенки трубопровода, Па [1, 2];

φ_{cp} – средняя относительная влажность воздуха в выработке;

$n_\Theta, \varepsilon_\Theta$ – коэффициент аппроксимации зависимости давления насыщения водяных паров в воздухе при температуре хладоносителя соответственно, Па/°C, °C [1, 2].

Подставив вместо p_Θ^H его значение, согласно равенству (28), и раскрывая скобки в уравнении (27), путем группирования однородных членов, получим

$$G_{TP} c_{TP} d\Theta_\ell = [(k_{TP} U_{TP} t_{cp} + \beta r U_{TP} p_{t_{cp}}^H \varphi_{cp} + \beta r U_{TP} n_\Theta \varepsilon_\Theta) - (k_{TP} U_{TP} + \beta r n_\Theta U_{TP}) \Theta_\ell] dl; \quad (29)$$

Обозначив

$$k_{TP} U_{TP} t_{cp} + \beta r U_{TP} p_{t_{cp}}^H \varphi_{cp} + \beta r U_{TP} n_\Theta \varepsilon_\Theta = \Pi; \quad (30)$$

$$k_{TP} U_{TP} + \beta r n_{\Theta} U_{TP} = H; \quad (31)$$

$$G_{TP} c_{TP} = F, \quad (32)$$

получим

$$F d\Theta_{\ell} = (\Pi - H\Theta_{\ell}) dl, \quad (33)$$

или

$$\frac{d\Theta_{\ell}}{\Pi - H\Theta_{\ell}} = \frac{1}{F} dl. \quad (34)$$

После интегрирования уравнения (34) и ряда преобразований, получим

$$(\Pi - H\Theta_{\ell})^{-\frac{1}{H}} = C \exp\left(\frac{\ell}{F}\right). \quad (35)$$

Постоянная интегрированная C находится из граничных условий (при $\ell=0$, $\Theta_{\ell} = \Theta_1$)

$$C = (\Pi - H\Theta_1)^{-\frac{1}{H}}. \quad (36)$$

Подставляя значение C в уравнение (35) и выполнив преобразования, получим общее выражение для определения температуры хладоносителя в трубопроводе на заданном расстоянии от начала выработки

$$\Theta_{\ell} = \frac{H\Theta_1 + \Pi[\exp(A'_{TP}\ell) - 1]}{H \exp(A'_{TP}\ell)}. \quad (37)$$

$$A'_{TP} = \frac{k_{TP} U_{TP} + \beta r n_{\Theta} U_{TP}}{G_{TP} c_{TP}}. \quad (38)$$

Подставляя $\ell=L$ и произведя перегруппировку членов в уравнении (37), получим окончательные зависимости для определения температуры хладоносителя в конце расчетного участка выработки при неизолированных трубопроводах

$$\Theta_2 = \Theta_1 \exp(-A'_{TP}L) + \frac{\Pi}{H} [1 - \exp(-A'_{TP}L)]. \quad (39)$$

Значения входящих в формулу (39) величин Π , H и A'_{TP} определяются соответственно по формулам (30), (31), (38). Значения величины t_{cp} , входящее в выражение для Π , определяются по формуле (4), а φ_{cp} – по формуле

$$\varphi_{cp} = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}. \quad (40)$$

Значения коэффициентов аппроксимации n_{Θ} , ε_{Θ} в зависимости от диапазона изменения температуры хладоносителя в трубопроводе принимается по табл. [1, 2].

Коэффициент теплопередачи неизолированного трубопровода k_{TP} определяется по формуле [1, 5]

$$k_{TP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\xi \alpha_n}}, \quad (41)$$

где δ – толщина стенки трубопровода, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м²·°С);

ξ – коэффициент влагопадения.

Коэффициент α_n определяется по формуле (16), коэффициент α_0 – по формуле (18).

Коэффициент влагопадения для условий шахтных выработок приближенно рассчитывается по формуле

$$\xi = 1 + \frac{9,436 \cdot 10^3}{P} \varphi_{cp} (4,54 + t_{cp}), \quad (42)$$

где P – барометрическое давление, Па.

Список литературы

1. Единая методика прогнозирования температурных условий в угольных шахтах / под ред. В. А. Кузина, Н. Н. Хохотвы. – Макеевка : МакНИИ, 1979. – 196 с.
2. СОУ-Н 10.1.00174088.027: 2011. Прогнозування та нормалізація теплових умов у вугільних шахтах / Чинний з 01.10.2011 р. – К. : Міненерговугілля України : МакНДІ. – 2011. – 184 с.
3. Хохотва Н. Н. Шахтная теплоизоляция для трубопроводов установок кондиционирования воздуха / Н. Н. Хохотва, А. С. Крамаров // Сб. Охлаждение воздуха в угольных шахтах, вып. 5. – Макеевка : Макеевка-Донбасс: изд-во МакНИИ, 1971. – С. 26-37.
4. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева // Основы теплопередачи. – М. : Энергия. – 1973. – 284 с.
5. Нестеренко А. А. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А. А. Нестеренко. – М. : Высшая школа. – 1965. – 245 с.
6. Розенфельд М. М. Холодильные машины и аппараты / М. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. – М. : Госторгиздат. – 1960. – 422 с.
7. Величко А. Е. Тепловой расчет рудничного воздуха, омывающего трубопроводы с хладоносителем / А. Е. Величко // Сб. Вопросы безопасности в угольных шахтах. Труды МакНИИ, т. XVII. – М. : Недра. – 1965. – С. 214-222.