

**ТЕПЛООБМЕН В БЕЗНАПОРНОМ ЭЛЕКТРООБОГРЕВАЕМОМ  
ТРУБОПРОВОДЕ****Павлова В.И.,****научный руководитель канд. техн. наук Карпов В.И.*****Сибирский федеральный университет***

При эксплуатации инженерных сетей в условиях сурового климата Сибири и Крайнего Севера находит широкое применение обогрев трубопроводов поверхностными электрическими источниками тепла, обеспечивающими надежную защиту от замерзания и необходимую пропускную способность трубопроводных магистралей. При этом особого внимания заслуживают безнапорные трубопроводы ввиду самотечного режима течения транспортируемой среды с относительно малыми скоростями и расходами. При этом электрические теплоисточники могут укладываться как на поверхности металлической трубы, так и внутри потока. Первый случай рассмотрен в работе /1/, ниже рассматривается второй вариант поставленной проблемы. Особенностью данной задачи является то, что теплоисточник расположен непосредственно в потоке жидкости (рис.1), то есть все тепло, выделяемое греющим элементом, передается водному потоку, а затем, в окружающую среду.

В рассматриваемом случае температура стенки в "сухой" части трубы и надводного воздушного пространства ниже температуры самой жидкости. На рис. 2 изображен процесс термодинамического взаимодействия в системе "вода-воздух-стенка" на I-d диаграмме влажного воздуха. Из рисунка следует, что состояние воздушной среды, в принципе, может иметь любые параметры (точки  $A_0, A_1, A_3$ , лежащие на изотерме  $t_b$ ). Следовательно, в рассматриваемом случае температура жидкости выше температуры воздушной прослойки по сухому и "мокрому" термометру. Как известно /2/ при таком условии с поверхности жидкости тепловой поток передается воздуху прослойки посредством конвекции, лучеиспускания и испарения. На основании этого воздух будет увлажняться до тех пор, пока не начнется процесс конденсации водяных паров на стенке трубы. Этот процесс удобно проследить на I-d диаграмме, где прямая  $t_{ст}$  условно показывает распределение температуры по стенке "сухой" части трубы. Из рисунка следует, что действительные параметры воздушной среды могут находиться лишь в диапазоне  $A_0 - A_1$ , где  $A_0$  - точка предельного состояния, при котором еще может происходить конденсация паров на стенке. Состояние, соответствующее точке  $A_3$ , уже не действительно, так как при нем конденсация отсутствует.

В установившемся теплофизическом состоянии, которое здесь рассматривается, испарившаяся жидкость возвращается обратно в виде конденсата, стекающего по стенке. При низкой расчетной температуре жидкости (близкой к  $0^\circ\text{C}$ ) и малых расчетных наполнениях ( $H/d$ ), температура стенки "сухой" части периметра может принять отрицательное значение, что приведет к замерзанию конденсата на стенке. Поскольку испарение не прекращается, то все новые и новые порции испарившейся влаги будут конденсироваться и замерзать, представляя собой ледяную "шубу", заполняющую собой надводную часть трубопровода /4/. При резком увеличении расчетного наполнения ледяная "шуба", представляющая собой временное гидравлическое сопротивление, может отрицательно сказаться на пропускной способности трубопровода и вызвать подпор в самотечной сети.

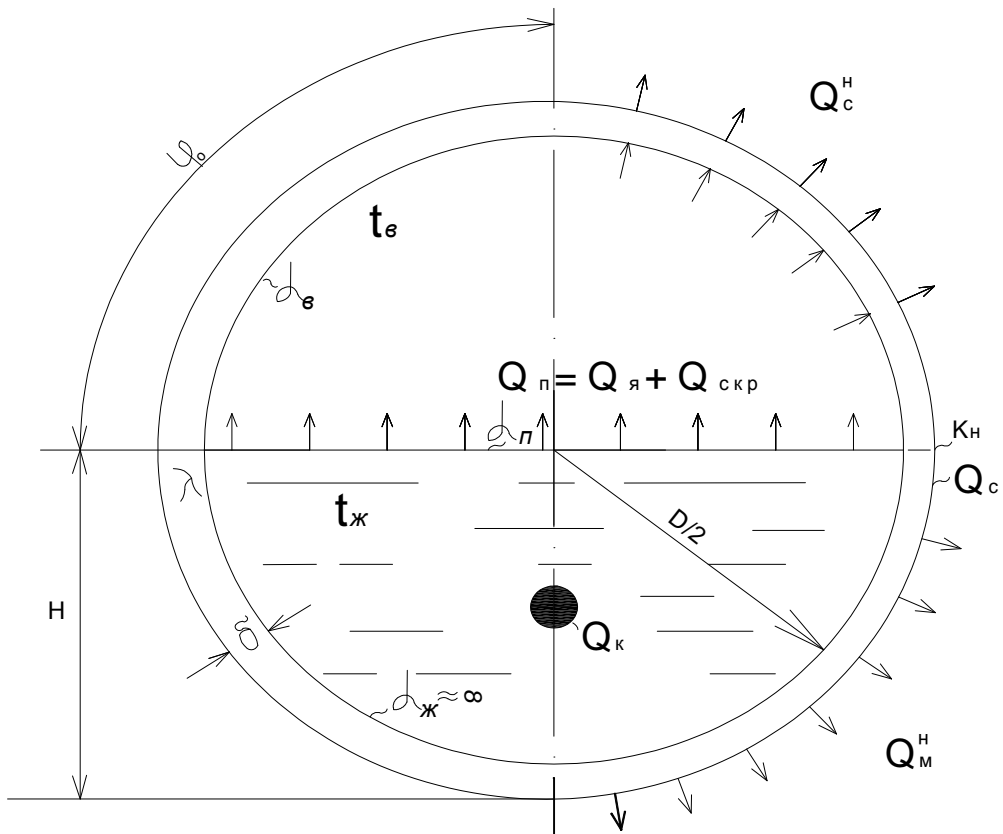


Рис. 1 - К расчету теплообмена при обогреве внутренним теплоисточником

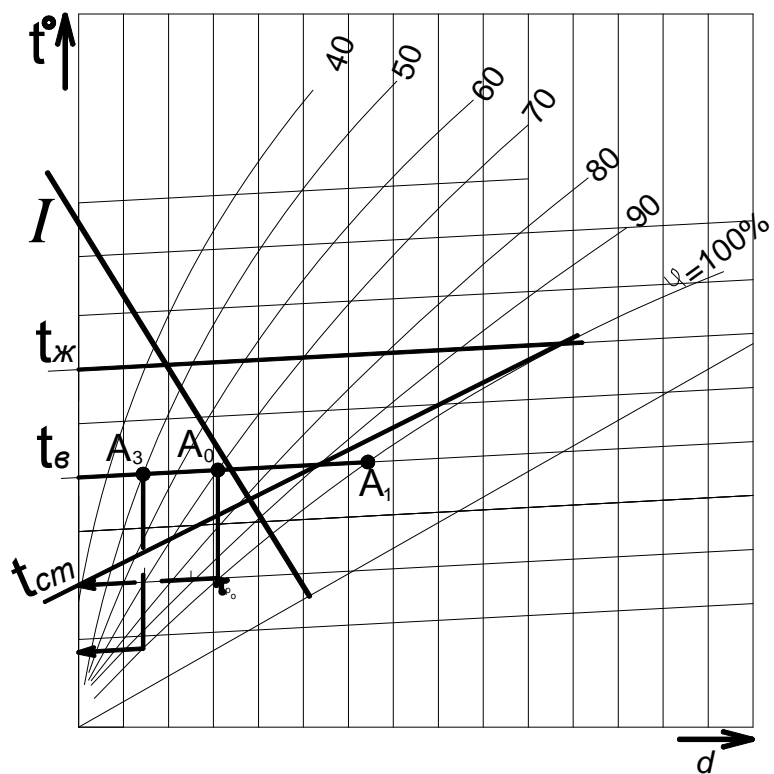


Рис. 2 - Изображение термодинамического процесса в системе "вода-воздух-стенка" на I-d диаграмме

Зная термодинамику процесса теплообмена, происходящего в безнапорном обогреваемом трубопроводе, исследуем тепловой режим системы при укладке линейного теплоисточника в жидкой части потока (рис. 1).

В соответствии с работой /1/ общий интеграл дифференциального уравнения теплопроводности стенки трубы в "сухой" части периметра трубопровода имеет вид:

$$T = c1 \cdot ch(m\varphi) + c2 \cdot sh(m\varphi) + t_{cp}, \quad (1)$$

где  $m = \sqrt{[(k_H + \alpha_B)/(\lambda \cdot \delta)]}$ ,  $t_{cp} = (T_g \cdot \alpha_g + T_H \cdot \kappa_H)/(\kappa_H + \alpha_g)$  – средневзвешенная температура стенки "сухой" части трубы;  $\kappa_H$  - эквивалентный коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности стенки, которым заменяется слой тепловой изоляции или окружающий массив грунта.

Граничные условия данной задачи имеют вид:

$$\text{при } \varphi = 0 \quad \theta = \theta_{ж}; \quad \text{при } \varphi = \varphi_0 R \quad d\theta/d\varphi = 0, \quad (2)$$

где  $\theta = T - t_{cp}$  – избыточная температура стенки "сухой части";

$\theta_{ж}$  - температура стенки трубы в точке раздела фаз и всего смоченного периметра принимается равной температуре жидкости  $T_{ж}$ .

С учетом граничных условий распределение температуры по стенке "сухой" части будет иметь вид:

$$\theta = \frac{\theta_{ж} \cdot ch[(\varphi_0 - \varphi)R\sqrt{Bi}/\delta]}{ch(\varphi_0 R\sqrt{Bi}/\delta)} \quad (3)$$

При этом количество тепла, теряемое наружу в "сухой" части периметра, будет составлять:

$$Q_c^H = 2k_H \delta \theta_{ж} \cdot th\left(\frac{\varphi_0 R\sqrt{Bi}}{\delta}\right) / \sqrt{Bi} + 2k_H \varphi_0 R (t_{cp} - t_H) \quad (4)$$

Для определения необходимого расхода тепла, выделяемого греющим элементом, используем замкнутую систему уравнений теплового баланса:

$$Q_K = Q_c^H + Q_M^H; \quad Q_c^H = Q_{ст} + Q_n \quad (5)$$

где  $Q_M^H = 2(\pi - \varphi_0)Rk_H(t_{ж} - t_H)$  – теплотери смоченной части периметра;

$\varphi_0 = \arccos \frac{R-H}{R}$  – угол в пределах смоченного периметра, рад;

$Q_n = 2R \sin \varphi_0 \alpha_n (t_{ж} - t_B)$  - тепловой поток, поступающий в воздух прослойки путем радиационно-конвективного теплообмена и испарения;

$Q_{ст} = 2\lambda \sqrt{Bi} \cdot \theta_{ж} \cdot th(\varphi_0 R\sqrt{Bi}/\delta)$  - тепловой поток, входящий путем теплопроводности в стенку "сухой" части трубы на границе раздела двух фаз;

$Bi = (\kappa_H + \alpha_g) \cdot \delta / \lambda$  – критерий Био.

Используя данные зависимости, определяется средневзвешенная температура стенки ( $t_{cp}$ ) и необходимая мощность теплоисточника ( $Q_K$ ):

$$t_{cp} = \frac{t_{ж} \cdot th(\varphi_0 R\sqrt{Bi}/\delta)(k_H \delta / \sqrt{Bi} - \lambda \sqrt{Bi}) - \alpha_n R \sin \varphi_0 (t_{ж} + k_H t_H / \alpha_B) - k_H \varphi_0 R t_H}{\left[ th(\varphi_0 R\sqrt{Bi}/\delta)(k_H \delta / \sqrt{Bi} - \lambda \sqrt{Bi}) - \alpha_n R \sin \varphi_0 \left( 1 + \frac{k_H}{\alpha_B} \right) - k_H \varphi_0 R \right]} \quad (6)$$

$$Q_k = 2k_n[\theta_{ж} \cdot \delta \cdot th(\varphi_0 R \sqrt{Bi}/\delta)/\sqrt{Bi} + \varphi_0 R (t_{cp} - t_n)] + 2(\pi - \varphi_0)Rk_n(t_{ж} - t_n) \quad (7)$$

В рассматриваемом случае внутренние коэффициенты теплообмена могут быть представлены всеми тремя составляющими, которые можно определить по теоретическим зависимостям А.В. Нестеренко /3/. На основании экспериментальных данных /4/ коэффициенты  $\alpha_n$  и  $\alpha_b$  можно считать равными и их значения принимать в пределах 25-40 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Пример расчета. Рассчитать систему электрообогрева безнапорного трубопровода надземной прокладки внутренним источником тепла при следующих исходных данных: диаметр трубопровода  $d = 0,3$  м; толщина теплоизоляции  $\delta_{из} = 0,05$  м;  $\lambda_{из} = 0,05$  Вт/(м · К)  $\alpha_{ж} \rightarrow \infty$ ; толщина стенки стальной трубы  $\delta = 0,005$  м с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 50$  Вт/(м · К); расчетное наполнение трубопровода  $H/d$  соответственно 0,7; 0,5; 0,3; температура наружного воздуха  $t_n = -55^\circ\text{C}$ , температура транспортируемой среды  $t_{ж} = +5^\circ\text{C}$ .

Результаты расчета систем электрообогрева безнапорного трубопровода внутренним теплоисточником представлены ниже в таблице.

Таблица

$H/d$	$\varphi_0$ , рад	$t_{cp}$ , °C	$t_b$ , °C	$Q_k$ , Вт/м
0,7	0,785	2,34	4,5	64,75
0,5	1,57	1,44	3,6	63,8
0,3	2,355	0,043	2,15	62,0

Из таблицы следует, что тепловой режим трубопровода несущественно зависит от расчетного наполнения. Как видно, разница в мощности при  $H/d = 1$  ( $Q_k = 65$  Вт/м) и  $H/d = 0,3$  ( $Q_k = 62$  Вт/м) менее 5%. Сопоставительный анализ расчетов систем обогрева поверхностным и внутренним теплоисточниками показывает, что энергетическая эффективность внутренней прокладки нагревателя по сравнению с поверхностной составляет максимум 12% (при  $H/d = 0,3$ ). С увеличением расчетного наполнения разница падает и при  $H/d = 0,5$  составляет всего 7,7%. К тому же отмечается, что при указанных расчетных данных и относительно малом расчетном наполнении  $H/d=0,3$  температура стенки близка к  $0^\circ\text{C}$ , т.е. расчетную температуру транспортируемой среды следует принимать не менее  $5^\circ\text{C}$ .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карпов В.И. Тепловой режим безнапорного трубопровода, обогреваемого электрическим источником тепла. Сборник научных трудов, вып.49, "Строительство в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера", Красноярск, КПСННИП, 1979.
2. Константинов И.П. Некоторые результаты экспериментальных исследований теплообмена безнапорных трубопроводов с мерзлыми грунтами при установившемся режиме. – В кн.: Водоснабжение и канализация населенных мест в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера. Вып.3, Л., 1966.
3. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1971.
4. Стеганцев В.П. К вопросу о методике расчета и исследований теплового режима безнапорных водоводов при температуре воды, близкой к нулю. - В кн.: Водоснабжение и канализация населенных мест в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера. Вып.3, Л., 1966.