

В.С. Логинов, О.С. Шабунина

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБОПРОВОДЕ С АНТИКОРРОЗИОННЫМ ПОКРЫТИЕМ С УЧЕТОМ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Изложены простые решения нестационарной задачи теплообмена. Показано влияние температуры окружающей среды на тепловые потери от теплоносителя через стенку трубопровода в окружающую среду.

Ключевые слова: трубопровод, коэффициент теплопроводности, теплообмен, тепловые потери, коэффициент теплопередачи, удельная изобарная теплоемкость.

Скорость коррозионных процессов в трубопроводах тепловых сетей во многом зависит от выбора основного конструкционного материала стали от низколегированных до высоколегированных. При эксплуатации трубных систем в результате термических и физико-химических воздействий возникают фазовые превращения, которые изменяют свойства сталей и приводят к резкой неоднородности внутренних зональных напряжений. Статистика повреждений труб котлов свидетельствует [1]: дефект металла – 25%, дефекты изготовления – 20%, термоусталостной коррозии – 20%, газовой коррозии – 20%, тепловому перегреву из-за нарушения водно-химического режима и отложений – 15%. За 20-30 тыс. часов эксплуатации температура труб повышается на 80 -100 °С, и при температурах 540 – 550 °С происходит образование продольных коррозионно-усталостных трещин и свищей при плотности тепловых потоков 30 -40 Вт/см² [2 – 4]. В [5] решена стационарная задача конвективного переноса теплоты теплоносителем в трубопроводе с антикоррозионным покрытием с учетом теплопередачи в окружающую среду.

Точное аналитическое решение нестационарной задачи конвективного теплообмена:

$$\frac{d\vartheta}{d\tau} + u \frac{d\vartheta}{dx} = -Bv(x, \tau), \quad \tau > 0, 0 < x < L; \quad (1)$$

начальное условие

$$\vartheta(\tau = 0, x) = \vartheta_n, \quad (2)$$

граничное условие

$$\vartheta(\tau, x = 0) = \vartheta_0 \quad (3)$$

получить методом разделения переменных Фурье или интегральным преобразованием Лапласа затруднительно.

Здесь

$$\vartheta(x, \tau) = T(x, \tau) - T_{жс} .$$

Приближенное решение задачи (1) - (3) имеет вид:

$$T(x, \tau) \approx T_{жс} + (T_0 - T_{жс}) \left[1 - \exp\left(-\frac{2u\tau}{x}\right) \right] + (T_n - T_{жс}) \exp\left[-2\left(\frac{2k}{c_p \rho d_1} + \frac{u}{x}\right)\tau\right]. \quad (4)$$

Анализ решения (4):

1) при $\tau = 0$ $T(x, \tau) = T_n$;

2) при $x = 0$ $T(x, \tau) = T_0$,

т.е. полученное решение удовлетворяет краевым условиям.

Для установившегося во времени процесса теплообмена ($\partial T(x, \tau) / \partial \tau = 0$) решение дифференциального уравнения (1) с учетом граничного условия (3) имеет простой вид

$$T(x) = T_{жс} + (T_0 - T_{жс}) \exp\left(-\frac{4k}{c_p \rho u} \cdot \frac{x}{d_1}\right). \quad (5)$$

При $x \rightarrow \infty$ решение (4), (5) дают одинаковый результат, $T(x) \rightarrow T_{жс}$, т.е. наступает термодинамическое состояние равновесия.

При решении задачи (1) – (3) было принято допущение, что переносом теплоты теплоносителем вдоль трубопровода пренебрегаем. С целью проверки этого допущения определим плотность теплового потока

$$q_\lambda = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = 2u\tau \frac{\lambda_\tau}{x^2} \left((T_0 - T_{жс}) \exp\left(-2u \frac{\tau}{x}\right) - (T_n - T_{жс}) \exp\left(-2\left(2\frac{k}{c_p \rho d_1} + \frac{u}{x}\right)\tau\right) \right), \quad \text{Вт/м}^2 \quad (6)$$

При проведении теплотехнических расчетов трубопровода важна локальная оценка тепловых потерь от теплоносителя через стенку трубопровода в окружающую среду

$$q = k[T(x, \tau) - T_{жс}] . \quad (7)$$

В стационарном тепловом состоянии полные тепловые потери от теплоносителя в трубопроводе длиной L в окружающую среду будут равны

$$Q = k[\bar{T} - T_{жс}] \pi d_2 L. \quad (8)$$

Здесь $\bar{T} = \frac{1}{L} \int_0^L T(x) dx = T_{жс} + (T_o - T_{жс}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{4kL}{c_p \rho u d_1}\right) \right] \cdot \frac{c_p \rho u d_1}{4kL}.$

Пример: Дан диаметр стальной трубы $d_2 = 0,1 \text{ м}$ с толщиной стенки $\delta_c = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и длиной $L = 23 \text{ км}$. Толщина покрытия $\delta_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 0,17 \text{ Вт}/(\text{К} \cdot \text{м})$, $\lambda_c = 40 \text{ Вт}/(\text{К} \cdot \text{м})$, плотность воды $\rho_g = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\lambda_g = 0,68 \text{ Вт}/(\text{мК})$. Объемный расход $V_g = 0,0145 \text{ м}^3/\text{с}$. Коэффициенты теплообмена $\alpha_1 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $\alpha_2 \cong 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Начальная температура трубопровода $T_n = 293 \text{ К}$, температура горячей воды на входе $T_0 = 343 \text{ К}$, а окружающей среды $T_{жс} = 263 \text{ К}$. Найти изменение температуры во времени через $\tau = 5, 30, 60$ минут трубопровода.

Решение 1. Определим скорость движения горячей воды $u = \frac{4V}{\pi d_1^2} = 2 \text{ м}/\text{с}$,

где $d_1 = d_2 - 2\delta_1 = 0,1 - 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,096 \text{ м}$;

$d_3 = d_2 + 2\delta_c = 0,108 \text{ м}$.

2. Коэффициент теплопередачи $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = 8,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Исходные данные и полученные значения u , d_1 , k , подставляя в зависимость (4) для конкретных значений времени и координат, получаем распределение $T(x, \tau)$. Результаты расчетов приведены на рис.1, из которого видно, что при малых моментах времени $\tau = 300 \text{ с}$ основное изменение температуры теплоносителя происходит на участке трубопровода $L = 7 \text{ км}$, а в последующие моменты времени происходит плавное изменение температуры на всех участках трубопровода. Следует отметить, что в установившемся тепловом состоянии температура теплоносителя изменяется, согласно (5), по длине трубопровода практически по линейному закону.

3. Оценим перенос теплоты теплоносителем теплопроводностью вдоль трубопровода: $q_\lambda = 4,02 \cdot 10^{-7} \text{ Вт}/\text{м}^2$. Отсюда можно сделать вывод о том, что этой теплотой можно пренебречь.

Для данного трубопровода длиной $L = 23 \text{ км}$, при температуре наружного воздуха $T_{жс} = 263 \text{ К}$ (-10^0 C) тепловые потери в окружающую среду составляют $Q = 3,2 \text{ МВт}$, если температура наружного воздуха составляет $T_{жс} = 233 \text{ К}$ (-40^0 C), то тепловые потери в

окружающую среду составят $Q = 4,4 \text{ МВт}$. Снижение исходной температуры воздуха в четыре раза, приводит к увеличению тепловых потерь на 27%.

4. На рис.2 показано изменение тепловых потерь по длине трубопровода, из которого видно, что плотность теплового потока в основном изменяется на расстоянии $L=7 \text{ км}$, а далее практически изменяется по линейному закону.

Выводы

1. Получено приближенное решение нестационарной задачи конвективного теплообмена при движении теплоносителя в трубопроводе.
2. Не учет переноса теплоты теплоносителем теплопроводностью вдоль длины трубопровода не оказывает существенного влияния на изменение ее температуры в конкретной координате.
3. Полученные зависимости позволяют провести оценку тепловых потерь от теплоносителя через стенки трубопровода в окружающую среду.

Обозначения

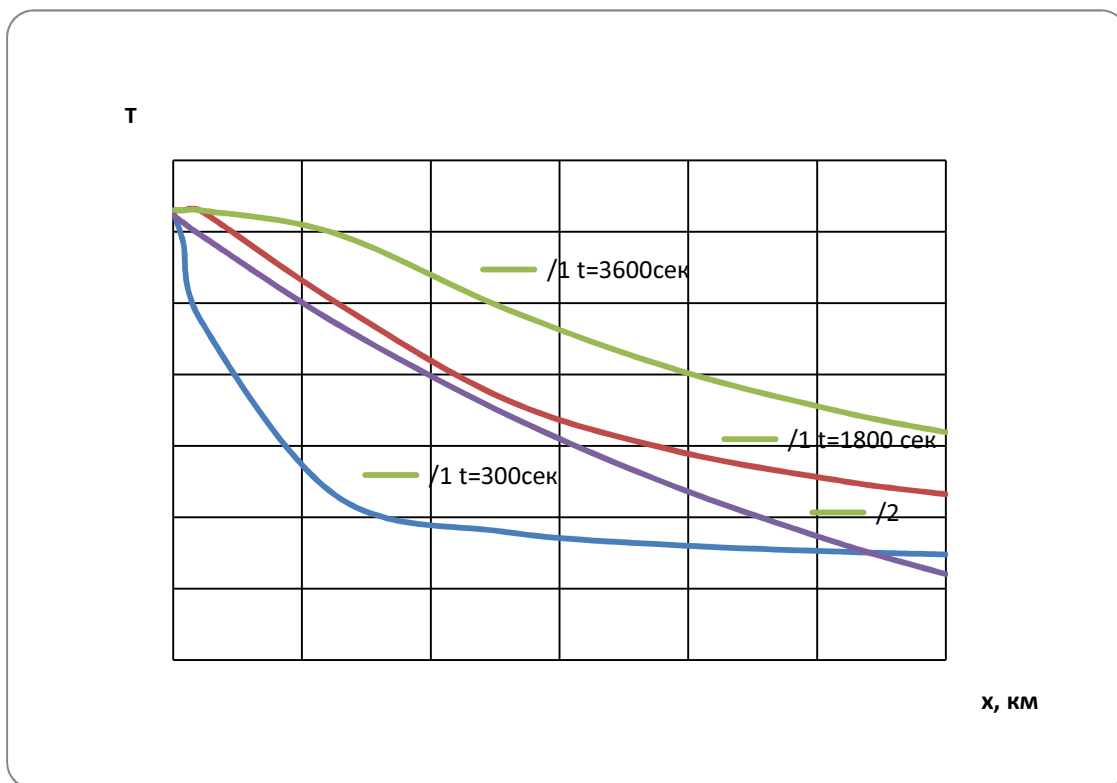
$T(x, \tau), T_{\text{ок}}$ - соответственно температуры теплоносителя и окружающей трубопровод среды, К;

$B = \frac{4k}{c_p \rho d_1}$, k - коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К); c_p - удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/(кг. К); ρ - плотность, кг/м³, u - скорость теплоносителя, м/с; τ - время, с; x - продольная координата, м; L - длина трубопровода, м; d_1 - внутренний диаметр трубопровода, м.

ЛИТЕРАТУРА

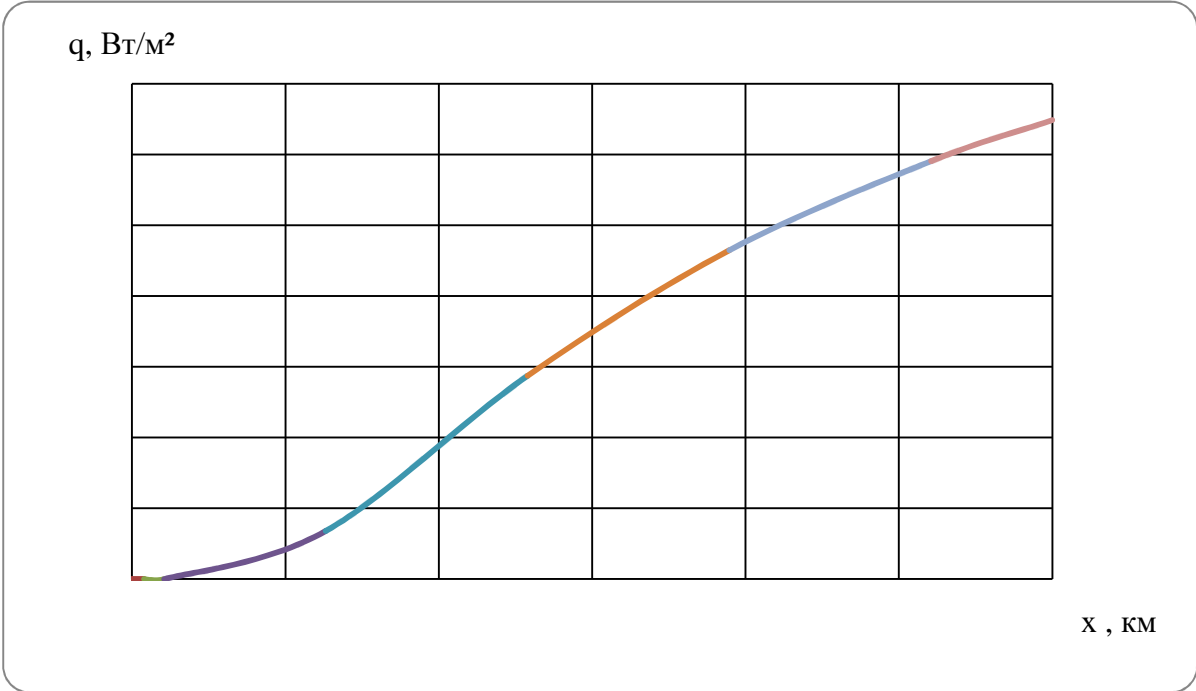
1. Антикайн П.А. Обеспечение надежной эксплуатации пароводопроводов тепловых электростанций// Теплоэнергетика. – 2000. -№4. –С.2 -5.
2. Марковиченко Н.Ф., Соловей П.П. Пути повышения надежности поверхностей нагрева при сжигании низкокалорийного топлива//Надежность котельных поверхностей нагрева и актуальные вопросы теплообмена и гидродинамики: Сб.тезисов докладов заседания секции совета ГКНТ СССР. – Ленинград – Подольск. – 1984. – С.67-75.
3. Артамонцев А.И., Заворин А.С., Любимова Л.Л., Макеев А.А. Изменение внутренних напряжений в сечениях котельных труб при пластическом деформировании//IV семинар вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. – Владивосток: изд. ДВГТУ, 2005. – С.35.
4. Любимова Л.Л., Ташлыков А.А., Макеев А.А., Артамонцев А.И.//Известия Томского политехнического университета. – 2006. Том 309. - № 6. –С.114-119.
5. Файрушин А.Ф., Половняк В.К. Моделирование теплопередачи в трубопроводе с антикоррозийным покрытием// Современные проблемы науки и образования, 2009, № 6.

Распределение температуры по координате



1- расчет по формуле (4); 2- расчет по формуле (5).

Изменение плотности теплового потока по координате



Аннотация (на англ. языке) к статье

Логинова В.С., Шабуниной О.С.

Моделирование нестационарной температуры теплоносителя в трубопроводе с антикоррозионным покрытием с учетом теплопередачи

Simple decisions of a non-stationary problem of heat exchange are stated. It is not required uses of a Fourier's method of division of variables for their presence of Dependence are received which allow to lead) an estimation of thermal losses from the heat-carrier through walls of the pipeline to an environment.

Key words: the pipeline, coefficient of conductivity, heat exchange, thermal losses, heat- transfer coefficient, heat capacity.

Сведения об авторах

1. Логинов Владимир Степанович – профессор кафедры теоретической и промышленной теплотехники Национального исследовательского Томского политехнического университета (ТПУ), Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30, 634050. Рабочий тел. (83822)420-833.

Домашний адрес: 634003, г.Томск, ул. Пушкина, дом 33, кв. 101. тел.: (83822)65-83-12.

E-mail: loginovvs@tpu.ru

2. Шабунина Ольга Сергеевна – аспирант кафедры теоретической и промышленной теплотехники ТПУ.

Домашний адрес: 634034, г. Томск, ул. Вершинина, дом 31, комн. 422.

Тел. 8-9234120166.