

Технические науки

**ОБ ОПИСАНИИ ПОЧТИ
ПЕРИОДИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ВИБРОУДАРНЫХ МЕХАНИЗМАХ
И СИСТЕМАХ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ
УДАРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

Крупенин В.Л.

ИМАШ РАН, Москва, e-mail: krupenin@online.ru

Присутствие в виброударной системе больших нелинейных позиционных сил – причина появления здесь весьма ярких и разнообразных нелинейных эффектов. В связи с тем, что виброударные системы относятся к сильно нелинейным, их моделирование сопряжено с преодолением ряда серьезных проблем, в частности математических. Возникновение почти периодических процессов – один из важных эффектов такого типа. Рассматриваются две модели: резонансные системы с одной степенью свободы и системы с распределенными ударными элементами.

1. Исследуются малые возмущения консервативных виброударных систем с одной степенью свободы. Предполагается, что возмущение периодически зависит от быстрого и медленного времени. Такая ситуация возникает, например, если возмущение является суммой двух периодических функций с близкими частотами. Соответствующая система в переменных импульс-фаза представляет собой систему с быстро вращающейся фазой и медленно меняющимися коэффициентами. Исследования качества поведения решений системы в окрестности индивидуального резонансного уровня с помощью метода усреднения [1, 2] дает возможность получить интересные качественные результаты и расчетные инженерные формулы. В частности, при посредстве методик [2, 4], могут быть установлены условия возникновения и устойчивости почти периодических режимов движения.

2. Во многих случаях колебания в виброударных системах с распределенными ударными элементами, например, в струнах или тонких стержнях, колеблющихся вблизи различных препятствий (прямолинейных, точечных и т.д.), описываются с помощью формул аналогичных следующей: $u(x, t) = A[y(x, t), z(x, t)]$. Здесь $u(x, t)$ – функция состояния распределенной системы, например, прогиб струны; $A(x, t)$ – периодическая функция времени с некоторым периодом T . В то же время, доказывается, что существует такое число $P > 0$, что одновременно $y(x, t + P) = y(x, t)$ и $z(x, t + P) = z(x, t) + \text{const}$. Числа T и P зависят от физических и геометрических параметров системы. Следовательно, при несоизмеримости чисел T и P (что оказывается возможным, например, при произвольных соотношениях между величинами зазора (на-

тяга) в виброударной системе и длины струны), $u(x, t)$ – почти периодическая функция времени, и мы получаем почти периодический виброударный процесс. Методы изучения этих процессов были построены, различные случаи возникновения почти периодических процессов в характерных системах с распределенными ударными элементами – изучены [3]. *Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект № 10-08-00500-а).*

Список литературы

1. Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах. – М.: Наука, 1985. – 384 с.
2. Babitsky V.I., Krupenin V.L. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems. – Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. – 404 p.
3. Асташев В.К., Крупенин В.Л. Картины стоячих волн с изломами профилей, в распределенных объектах, соударяющихся с препятствиями различных конфигураций (часть I) // Интернет – журнал ВНТР. – 2011. – №2 (42). – С. 3–12.
4. Бурд В.Ш. Маятниковые системы с колеблющимся подвесом // Интернет – журнал ВНТР. – 2011. – №1 (41). – С. 3–38.

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

Логинов В.С., Шабунина О.С.

*Национальный исследовательский Томский
политехнический университет, Томск,
e-mail: loginovvs@tpu.ru*

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

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:

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

начальное условие

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

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

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 крайвым условиям.

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

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

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

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

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

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

Здесь

$$\begin{aligned} \bar{T} &= \frac{1}{L} \int_0^L T(x) dx = \\ &= T_{ж} + (T_0 - T_{ж}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{4kL}{c_p \rho u d_1}\right) \right] \cdot \frac{c_p \rho u d_1}{4kL}. \end{aligned}$$

Пример: Дан диаметр стальной трубы $d_2 = 0,1$ м с толщиной стенки $\delta_c = 4 \cdot 10^{-3}$ м и длиной $L = 1; 23$ км. Толщина покрытия $\delta_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 0,17$ Вт/(К·м), $\lambda_c = 40$ Вт/(К·м) плотность воды $\rho_b = 1000$ кг/м³, $\lambda_b = 0,68$ Вт/(К·м). Объемный расход $V_b = 0,0145$ м³/с. Коэффициенты теплообмена $\alpha_1 = 1000$ Вт/(м²·К), $\alpha_2 @ 10$ Вт/(м²·К).

граничное условие

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

получить методом разделения переменных Фурье или интегральным преобразованием Лапласа затруднительно.

Здесь

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

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

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

При $x \rightarrow \infty$ решение (4), (5) дают одинаковый результат, $T(x) \rightarrow T_{ж}$, 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

Начальная температура трубопровода $T_n = 293$ К температура горячей воды на входе $T_0 = 343$ К, а окружающей среды $T_{ж} = 263$ К. Найти изменение температуры во времени через $\tau = 5, 30, 60$ минут трубопровода.

Решение

1. Определим скорость движения горячей воды

$$u = \frac{4V}{\pi d_1^2} = 2 \text{ м/с},$$

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

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

2. Коэффициент теплопередачи

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

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 $\tau = 300$ с основное изменение температуры теплоносителя происходит на участке трубопровода $L = 7$ км, а в последующие моменты времени происходит плавное изменение температуры на всех участках трубопро-

вода. 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: $q_{\lambda} = 4,02 \cdot 10^{-7}$ Вт/м². Отсюда можно сделать вывод о том, что этой теплотой можно пренебречь.

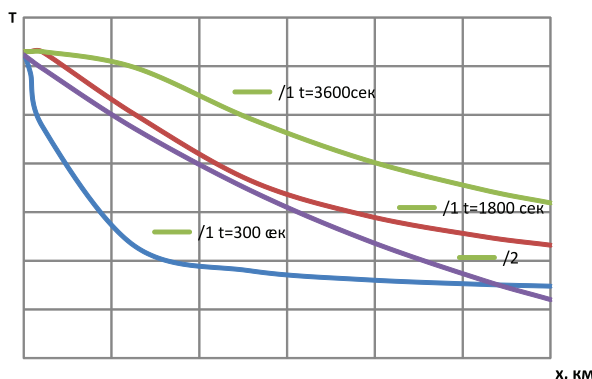


Рис. 1. Распределение температуры по координате: 1 – расчет по формуле (4); 2 – расчет по формуле (5)

Для данного трубопровода длиной $L = 23$ км, при температуре наружного воздуха $T_{\text{ж}} = 263$ К (-10 °С) тепловые потери в окружающую среду составляют $Q = 3,2$ МВт, если температура наружного воздуха составляет $T_{\text{ж}} = 233$ К (-40 °С), то тепловые потери в окружающую среду составят $Q = 4,5$ МВт. Снижение исходной темпера-

туры 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 $L = 7$ км, а далее практически изменяется по линейному закону.

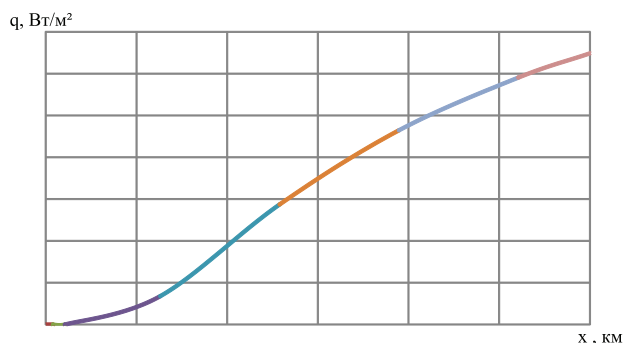


Рис. 2. Изменение плотности теплового потока по координате

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

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

$$B = \frac{4k}{c_p \rho d_1},$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; u – скорость те-

плоносителя, м/с; τ – время, с; x – продольная координата, м; L – длина трубопровода, м; d_1 – внутренний диаметр трубопровода, м.

Список литературы

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. – Л. – Подольск, 1984. – С. 67–75.

3. Изменение внутренних напряжений в сечениях котельных труб при пластическом деформировании / А.И. Артамонцев, А.С. Загорин, Л.Л. Любимова, А.А. Макеев // 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. – Т. 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.