

Рис.2. а- модель рН, в- модель χ . 1-эксперимент,2-расчет

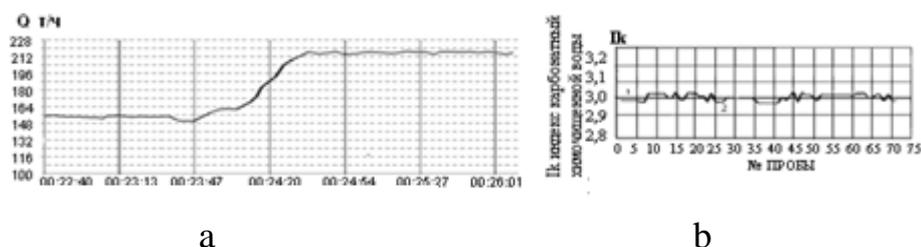


Рис.3. Стабилизация индекса карбонатного в САУ а-расход исходной воды на подмес, б-индекс карбонатный

Список литературы:

1. М. Лившиц, Дифф. уравнения и их приложения. Вестник СамГТУ, Серия «Математическая», 4, **45**,(2007)
2. М. Лившиц, Ю. Солодяникова, Сб. VIII Международной научной конференции, Современные достижения в науке и образовании,36 (2013)
3. М.Лившиц, В.Солодянников, Ю.Солодянникова, Энергосбережение и водоподготовка,**5,9** (2009)

УДК 621.18.016

**НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ
ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ**

Логинов В.С., д. ф-м н, Парпиев А.Т., аспирант
Томский политехнический университет
E-mail: azatparpiev@mail.ru

Теплоэнергетическая отрасль промышленности имеет огромное значение в нашей жизни. Основным продуктом, производимым на теплоэлектростанциях, является пар, теплота которого полезно преобразуется, например, в механическую и электрическую энергии. Поэтому нормальное функционирование различных отраслей промышленности напрямую зависит от ТЭС (тепловая электрическая станция) и ТЭЦ (теплоэлектроцентраль). Отсюда следует, что поддержание оборудова-

ния ТЭС и ТЭЦ в исправном состоянии имеет большое значение. Основываясь на экспериментальных данных и результатах теплового, гидравлического расчета, на предприятиях теплоэнергетической отрасли разрабатываются различные меры по предотвращению разрушений труб перегревателей [1-3].

Особое внимание в наши дни уделяется изучению влияния процессов, протекающих в металле пароперегревателя котла, при пусках и остановках. Необходимо отметить, что в процессе пусков и остановок парогенератора возникают сложные нестационарные режимы с неустановившимися значениями параметров, высокими термомеханическими напряжениями, относительными удлинениями различных элементов, возможным нарушением механической целостности, скрытым появлением деформации, что значительно сокращает срок службы труб пароперегревателя.

Поэтому анализ процессов, протекающих в металле труб на внутрискруктурном уровне, при влиянии нестационарных режимов является **актуальной задачей** в наши дни, так как только эти процессы могут объяснить причину разрушения пароперегревательных поверхностей нагрева.

В настоящее время имеется большое количество работ [4-8 и др.] по исследованию изменений термомеханических свойств металла пароперегревателя на внутрискруктурном уровне при влиянии внешних и внутренних факторов как зарубежными, так и российскими учеными. Авторами этих работ отмечается, что основными причинами разрушения являются кристаллитные микронапряжения II рода и зональные микронапряжения I рода. Эти напряжения приводят к межкристаллитной и транскристаллитной коррозии. Возникают термические деформации кристаллических решеток, являющиеся следствием фазовых превращений I и II рода. Образуются цепочки пор и микротрещин при ползучести. Следует отметить, что в этих работах не приводится конкретной структурированной информации о влиянии пусков и остановок котельного агрегата на температурный режим и температурные напряжения всего пароперегревателя. При этом в работах отмечается, что вследствие высоких температур максимальные температурные напряжения скапливаются на внешней поверхности труб пароперегревателей. Как известно из практики эксплуатации парогенераторов и опытных данных, при нестационарных режимах эксплуатации распределения температур относительно радиальной и продольной координат в различных участках пароперегревателей различны. Вследствие этого температурные напряжения также будут распределяться по-разному в зависимости

от величины этих температур. Необходимо отметить, что природа изменения термических напряжений под воздействием перепадов температур и давлений до сих пор изучена недостаточно. В особенности в диапазоне температур от 650 до 720 °С, как отмечено авторами во многих работах, наблюдаются аномальные изменения термомеханических свойств в сталях различных марок, природа которых не изучена. Причиной этих изменений, согласно предположениям многих авторов, являются фазовые превращения, которые протекают на внутризеренном уровне в данном диапазоне температур. Еще одним из недостатков этих работ является то, что авторы зачастую не приводят сведения о наличии отложений различного рода и их количестве на поверхности нагрева, которые оказывают значительное влияние на температурный режим труб пароперегревателя. Одним из перспективных направлений исследования пароперегревателей котельных агрегатов также является разработка метода прогнозирования остаточного ресурса металла труб, которое напрямую связано с изучением природы изменения термических напряжений [9-11]. Основным способом исследования в этих работах, как отмечалось выше, является экспериментальный метод, который требует использования дорогостоящего оборудования и значительных финансовых затрат. Сложно получить достоверную информацию распределения температур в радиальном и продольном направлении в стенке цилиндрической трубы экспериментальным путем. Это усложняет процесс определения температурных напряжений. Что же касается аналитического метода, то он достаточно сложен и практически невозможен для решения подобных задач. Поэтому применение метода численного моделирования для этих целей является наиболее рациональным способом, а результаты, полученные при правильной постановке задачи, являются достоверными.

В настоящее время существуют различные методы численного моделирования [12], такие как методы численного интегрирования, численного дифференцирования, метод Рунге-Кутты, неявные схемы, метод стрельбы, метод Галеркина и др.. Каждый из методов обладает своими достоинствами и недостатками. Наиболее простым и удобным методом для решения вышеперечисленных задач является метод конечных разностей, так как основными достоинствами данного метода является малое число арифметических действий для ее реализации (экономичность) и слабая чувствительность к вычислительным погрешностям (абсолютная устойчивость).

Цель. В целях проверки применимости метода прогонки для решения нестационарных одномерных дифференциальных уравнений тепло-

проводности рассчитаем с ее помощью известную тестовую задачу, приведенную в [13]. Проведем сравнительный анализ полученных результатов с результатами расчетов, проведенных с использованием точного аналитического метода и приближенного аналитического метода, методика которых приводится в [14, 15]. На основе этого анализа можно будет сделать вывод о возможности применения данного метода численного моделирования для решения подобных задач.

Обозначение	Характеристика	Значение
r_1	Внутренний радиус цилиндрической стенки	0,014 м
r_2	Внешний радиус цилиндрической стенки	0,019 м
C_p	Удельная теплоемкость цилиндрической стенки (сталь 20)	504,8 Дж/(кг·°C)
ρ	Плотность цилиндрической стенки (сталь 20)	7800 кг/м ³
λ	Теплопроводность цилиндрической стенки (сталь 20)	14,278 Вт/(м·°C)
α_1	Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности цилиндрической стенки к пару	1200 Вт/(м ² ·°C)
α_2	Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к внешней поверхности цилиндрической стенки	60 Вт/(м ² ·°C)
t	Время нагрева	170 с
T_c	Температура пара и дымовых газов	750 °C
T_n	Начальное распределение температур в стенке	³⁰⁰ °C

Задачи

1. Формулировка физико-математической модели для расчета нестационарного температурного режима участка трубы пароперегревателя.

2. Проверка достоверности результатов, полученных в ходе численного расчета физико-математической модели

Объектом исследования является полый цилиндр, помещенный в среду с постоянной температурой, рис. 1. При этом температура этого объекта превышает температуру среды, т.е. происходит процесс охлаждения цилиндрической стенки. *Тестовая задача* включает нестационарное одномерное уравнение теплопроводности полого цилиндра. Для определения температур на внешних границах цилиндрической стенки используются граничные условия третьего рода. Теплофизические свойства материала и окружающей среды принимаются постоянными величинами, и они известны. Исходные данные приведены в таблице.

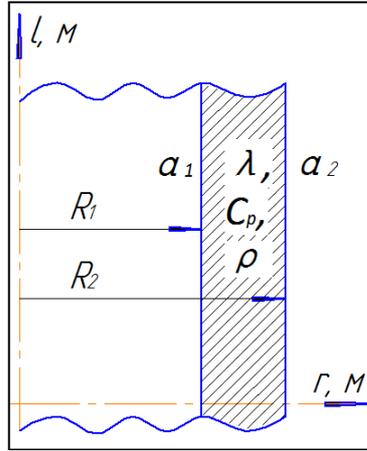


Рис. 1. Схематичное изображение объекта исследования

Математическая постановка задачи

Распределение температур в цилиндрической стенке участка трубы рассчитывалось с помощью следующего дифференциального уравнения:

$$C_p \rho \frac{\partial T(\tau, r)}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T(\tau, r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(\tau, r)}{\partial r} \right), \quad \tau > 0, \quad r_1 < r < r_2, \quad (1)$$

$$\tau = 0; \quad T(0, r) = T_H;$$

$$r = r_1; \quad \lambda \frac{\partial T(\tau, r_1)}{\partial r} = -\alpha_1 [T_C - T(\tau, r_1)];$$

$$r = r_2; \quad \lambda \frac{\partial T(\tau, r_2)}{\partial r} = \alpha_2 [T_C - T(\tau, r_2)],$$

где C_p – теплоемкость стали, Дж/(кг·°С); ρ – плотность стали, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·°С); T_H – начальное распределение температур, °С; α_1, α_2 – соответственно коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности к пару и от дымовых газов к внешней поверхности, Вт/(м²·°С); T_C – температура среды, °С.

Метод исследования

Вышеприведенная математическая модель (1) рассчитывалась с использованием неявной схемы по методу прогонки [16, 17]. Следует отметить, что этот метод решения не только устойчив относительно ошибок округления, но и позволяет решать системы уравнений, содержащие несколько сотен неизвестных. Также к достоинствам данного метода следует отнести простоту вычислений, производимых на ЭВМ.

Аналитическое решение задачи известно [14]:

$$T(\tau, r) = T_C - \sum_{n=1}^{\infty} E_n \exp(-\mu_n Fo) W_0 \left(\frac{\mu_n}{r_1}, r \right). \quad (2)$$

Здесь μ_n - корни характеристического уравнения:

$$\left[\frac{\alpha_1}{\lambda} J_0(\mu) + \frac{\mu}{r_1} J_1(\mu) \right] \left[\frac{\alpha_2}{\lambda} Y_0\left(\mu \frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{\mu}{r_1} Y_1\left(\mu \frac{r_2}{r_1}\right) \right] -$$

$$- \left[\frac{\alpha_2}{\lambda} J_0(\mu r_1) - \frac{\mu}{r_1} J_1\left(\mu \frac{r_2}{r_1}\right) \right] \left[\frac{\alpha_1}{\lambda} Y_0(\mu) + \frac{\mu}{r_1} Y_1(\mu) \right] = 0,$$

$$W_0\left(\frac{\mu_n}{r_1}, r\right) = - \left[\frac{\alpha_1}{\lambda} Y_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{r_1} Y_1(\mu_n) \right] J_0\left(\mu_n \frac{r}{r_1}\right) + \left[\frac{\mu_n}{r_1} J_1(\mu_n) + \frac{\alpha_1}{\lambda} J_0(\mu_n) \right] Y_0\left(\mu_n \frac{r}{r_1}\right),$$

$$E_n = \frac{\pi^2 (\mu_n / r_1)^2}{2} \left[\frac{\alpha_2}{\lambda} J_0\left(\mu_n \frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{\mu_n}{r_1} J_1\left(\mu_n \frac{r_2}{r_1}\right) \right]^2 \cdot \int_{r_1}^{r_2} r (T_C - T_H) \cdot W_0\left(\frac{\mu_n}{r_1}, r\right) \times$$

$$\times \left\{ \left[\left(\left(\frac{\mu_n}{r_1} \right)^2 + \left(\frac{\alpha_2}{\lambda} \right)^2 \right) \left[\frac{\alpha_1}{\lambda} J_0(\mu_n) + \frac{\mu_n}{r_1} J_1(\mu_n) \right]^2 - \left(\left(\frac{\mu_n}{r_1} \right)^2 + \left(\frac{\alpha_1}{\lambda} \right)^2 \right) \left[\frac{\alpha_2}{\lambda} J_0\left(\mu_n \frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{\mu_n}{r_1} J_1\left(\mu_n \frac{r_2}{r_1}\right) \right]^2 \right] \right\}.$$

Приближенное аналитическое решение рассматривалось в виде функции:

$$\Phi(\tau, r) = T_C - T(\tau, r) = C_1(\tau) + \frac{r}{r_2} C_2(\tau) + \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 C_3(\tau),$$

где коэффициенты $C_1(\tau)$, $C_2(\tau)$, $C_3(\tau)$ определялись из начального и граничных условий. В результате несложных алгебраических преобразований было получено следующее выражения для определения поля температур в полем цилиндре:

$$T(\tau, r) = T_C (1 - \exp(\tau L(r))) + T_H \exp(\tau L(r)), \quad (3)$$

$$\text{где } L(r) = \frac{\lambda}{C_{p\rho}} \left[\frac{4}{r_2^2} - \frac{M}{r \cdot r_2} \right] \times \left[N - \left(\frac{M \cdot r}{R_2} \right) + \left(\frac{r}{R_2} \right)^2 \right]^{-1},$$

$$M = \frac{\left[\frac{2\lambda\alpha_2 r_1}{r_2^2} - \alpha_1 \alpha_2 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 + \frac{2\lambda\alpha_1}{r_2} + \alpha_1 \alpha_2 \right]}{\left[\frac{\lambda\alpha_2}{r_2} - \alpha_1 \alpha_2 \frac{r_1}{r_2} + \frac{\lambda\alpha_1}{r_2} + \alpha_1 \alpha_2 \right]}, \quad N = \frac{\left[- \left(\frac{M}{r_2} \right) + \frac{M\alpha_1 r_1}{\lambda r_2} + \frac{2r_1}{r_2^2} - \frac{\alpha_1}{\lambda} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}{\frac{\alpha_1}{\lambda}}.$$

При решении поставленных задач использовались среды программирования Turbo Pascal и Mathcad.

В ходе расчета физико-математической постановки задачи и ее проверки были получены следующие результаты:

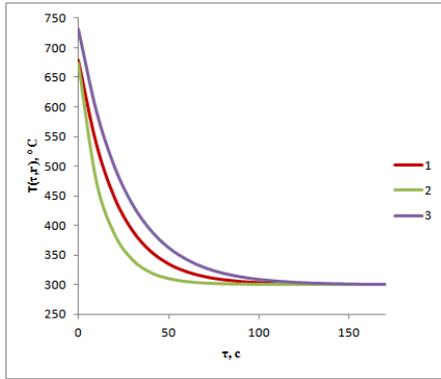


Рис. 2. Распределения температур на внутренней поверхности полого цилиндра, полученные: 1 – методом численного моделирования; 2 – аналитическим методом; 3 – приближенным аналитическим методом

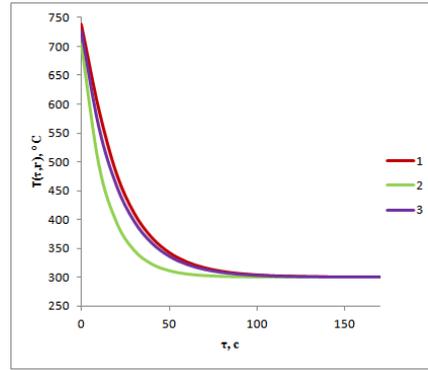


Рис. 3. Распределения температур на наружной поверхности полого цилиндра, полученные: 1 – методом численного моделирования; 2 – аналитическим методом; 3 – приближенным аналитическим методом

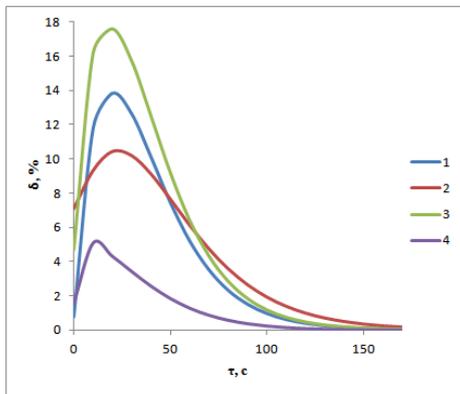


Рис.4. Поле погрешностей: 1, 2 – для распределений температур на внутренней поверхности полого цилиндра: 1 – при сравнении с результатами расчета с использованием аналитического метода, 2 – приближенного аналитического метода; 3, 4 – для распределений температур на наружной поверхности полого цилиндра: 3 – при сравнении с результатами расчета с использованием аналитического метода, 4 – приближенного аналитического метода.

Как видно из полученных результатов, во всех трех случаях расчета в диапазоне времен от 0 до 60 с происходит резкое снижение температуры, как наружной, так и внутренней поверхности полого цилиндра, что обусловлено повышенными коэффициентами теплоотдачи на соответствующих поверхностях и высокой температурой цилиндрической стенки. Далее вследствие постоянства теплофизических свойств, процесс снижения температуры замедляется и наступает стационарный режим в момент времени $\tau = 170$ с. Нетрудно заметить, что результаты численного расчета практически совпадают с результатами, полученными с использованием аналитического и приближенного аналитического метода при $Fo > 0,5$. При этом результатов расчета не превышает 2 %. Исходя из этих соображений, можно сказать, что метод прогонки применим для расчета нестационарных одномерных дифференциальных уравнений теплопроводности при больших числах Фурье.

В настоящей работе доказана применимость метода прогонки для расчета нестационарных одномерных дифференциальных уравнений теплопроводности путем сравнения численных результатов тестовой задачи с результатами, полученными в ходе ее решения с использованием аналитического и приближенного аналитического методов. Данный метод численного моделирования применим при расчете задач подобных тестовой при больших числах Фурье $Fo > 0,5$.

Список литературы:

1. Богачев В.А., Таран О.Е. Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей // Электрические станции. – 2002. – № 2. – С. 21 – 24.
2. Богачев В.А. Температурный режим поврежденного змеевика пароперегревателя // Электрические станции. – 2009. – № 5. – С. 20 – 23.
3. Верховский Г.Е., Лепав П.А. Повышение надежности работы пароперегревателей барабанных котлов с помощью оптимизации регулирования перегрева // Энергетик. – 2010. – № 1. – С. 25 – 28.
4. Закирова А.А., Зарипова Р.Г., Семенов В.И. Структура и механические свойства углеродистых сталей, подвергнутых интенсивной пластической деформации кручением // Машиностроение. Материаловедение и термическая обработка металлов – 2008. – Т. 11. – № 2. – С. 123 – 130.

УДК 532.5

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СТАНДАРТНЫХ k - ε И k - ω МОДЕЛЕЙ НА ПРИМЕРЕ ТУРБУЛЕНТНОЙ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАМКНУТОЙ ПОЛОСТИ

Мирошниченко И.В.¹, Шеремет М.А.^{1,2}, д.ф.-м.н.

¹Томский государственный университет, г. Томск

²Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: miroshnichenko@land.ru

Конвективные процессы играют важную роль в природных явлениях и во многих отраслях техники. В настоящее время изучение процессов переноса тепла и массы связано с достаточно широким кругом задач [1]. Так как эти процессы очень важны, управление ими является ключевой задачей. В свою очередь, для этого необходимо понимание существа этих явлений и методов их моделирования.

Цель данной работы заключается в математическом моделировании турбулентных режимов естественной конвекции в замкнутой квадратной полости с адиабатическими горизонтальными и изотермическими вертикальными стенками на основе двух стандартных моделей турбулентности (k - ε и k - ω).