

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-И МАССОБМЕНА В МНОГОСЛОЙНЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБАХ В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДОВ

к. ф.-м. н. Конон П.Н., маг. Поддубная М.А.

УО «Белорусский государственный университет», Минск

Введение. По мере возрастания в энергосистемах суммарной мощности атомных электростанций возникает потребность в маневренных энергоблоках на тепловых и гидроэлектростанциях. Эта проблема будет актуальна и для Беларуси в связи со строительством АЭС. Дальнейшее развитие энергетики связано с созданием надежных энергетических аппаратов, в том числе дымовых труб ТЭС, ГРЭС, в условиях пусков и остановок котельного оборудования [1]. Поэтому в отличие от используемого в настоящее время стационарного расчетного режима необходимо рассматривать нестационарные условия тепло- и массообмена с фазовыми переходами. Многократные циклы «нагрев-выдержка-охлаждение» оказывают наиболее существенное влияние на параметры напряженно-деформированного состояния конструкции, что указывает на актуальность исследования нестационарных температурно-влажностных полей.

Постановка задачи. Рассмотрим полную постановку задачи для двухслойной конструкции трубы при нестационарной работе в условиях фазовых переходов. Особенности постановки задачи для многослойной конструкции также будут отмечены в работе. В [6] рассмотрена постановка задачи для двухслойной конструкции без учета сушки футеровки, проведены расчеты температурных, влажностных полей и пленки конденсата. Многие вопросы о промышленных и вентиляционных трубах рассмотрены в книге [4], однако нестационарным процессам внимание практически не уделяется.

В силу того, что радиус трубы достаточно большой, и температура дымовых газов в пределах одной зоны (порядка 25м по высоте) меняется незначительно на $2-3^\circ \text{N}$ процессы тепло- и массообмена будем рассматривать в декартовой прямоугольной системе координат OXY , что показано на рисунке 1. Аналитические расчеты конденсации серной кислоты показали, что потоки этого агрессивного компонента через поверхность футеровки составляют незначительную величину по сравнению с потоками конденсирующихся водяных паров, и их влияние на температурно-влажностный режим не учитывается. Также считается, что при конденсации водяных паров на поверхности охлаждения жидкая фаза выпадает в виде сплошной пленки. Образующийся конденсат частично проникает в поры футеровки, основная же часть стекает по вертикальной, достаточно длинной стенке. В верхней части пленки, когда ее толщина и соответственно скорость течения невелики, имеет место чисто ламинарное течение с плоской границей раздела фаз. В дальнейшем на поверхности пленки начинают возникать волны, приводящие к некоторому уменьшению средней толщины пленки конденсата. Под влиянием волнообразования и общего увеличения скорости течения пленки в последней начинают развиваться турбулентные пульсации. Термическим сопротивлением пленки конденсата пренебрегаем. Процессы конденсации происходят при температуре дымовых газов ниже точки росы, то есть когда давление водяных паров превышает давление насыщения на внутренней поверхности футеровки. В дальнейшем начинается процесс испарения-сушка увлажненной части трубы [3].

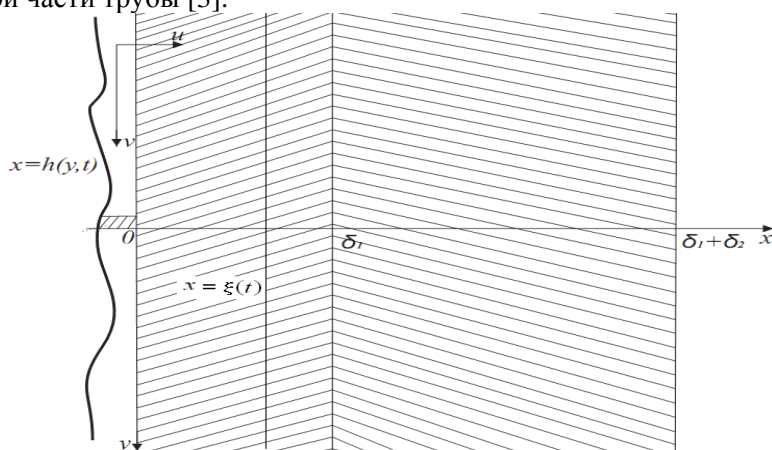


Рисунок 1– К модели двухслойной конструкции трубы

Температура и давление дымовых газов считаются известными функциями времени. В [5,6] проведена постановка задачи с учетом движения пленки конденсата и расчеты толщины пленки при конденсации водяных паров на внутренней поверхности футеровки. Ее толщина оказалась небольшой около 2-4 мм. и в рассматриваемой модели ее не учитываем. Рассматривается диффузия жидкости через скелет тела, а также капиллярное впитывание.

Определим удельное влагосодержание U как количество жидкости в единице объема скелета пористого тела. Массу воздуха и пара, которые присутствуют в капиллярах и порах пористого тела, считаем бесконечно малой по сравнению с массой жидкости.

Учитывая высказанные соображения и предположения, модель тепло- и массообмена в двухслойной трубе можно представить следующей системой уравнений в частных производных параболического типа с переменными коэффициентами[2]:

$$c\gamma \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(T, U) \frac{\partial T}{\partial x} \right], \lambda(T, u) = \begin{cases} \lambda_1(T, U), & 0 \leq x \leq \delta_1 \\ \lambda_2(T), & \delta_1 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2 \end{cases},$$

$$c\gamma = \begin{cases} c_1 \gamma_1, & 0 \leq x \leq \delta_1 \\ c_2 \gamma_2, & \delta_1 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2 \end{cases} \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} \right], \quad 0 \leq x \leq \delta_1. \quad (2)$$

На границе $x = 0$ задаются граничные условия третьего рода с учетом конденсации на свободной поверхности:

$$-\lambda_1(T, U) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha_1 [T_{\bar{a}}(t) - T(0, t)] + g_{\bar{e}}(t)r, \quad T_{\bar{a}}(t) = T_{\bar{a}} + kt. \quad (3)$$

Интенсивность конденсации $g_k(t)$ определяется формулой:

$$g_{\bar{e}}(t) = g_k(T(0, t)) = \beta \{P_{\bar{a}}(t) - P_i[T(0, t)]\}, \quad P_{\bar{a}}(t) = P_0 + kt. \quad (4)$$

Для определения давления насыщения $P_u(T)$ на стенке в мм. рт. ст. при $x = 0$ использовалась эмпирическая формула:

$$P_u(T) = \begin{cases} 165914 \times e^{\frac{7.331 \times (T-374)}{T+273}}, & T > 100^\circ C \\ 760 \times e^{\frac{13.963 \times (T-100)}{T+273}}, & T < 100^\circ C \end{cases}. \quad (5)$$

Если давление насыщения на стенке $x = 0$ сравнивается с давлением паровоздушной смеси $P_{\bar{a}}$, то конденсация заканчивается. Из этого условия можно определить время конденсации t_k .

На поверхности соприкосновения двух слоев (или более слоев для многослойных труб) ставится условие равенства температур и потоков тепла:

$$\left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=\delta_1} = 0, [T]_{x=\delta_1} = 0. \quad (6)$$

В (6) прямые скобки [] означают скачок потока тепла и температуры на границах слоев.

На границе внешней границе трубы $x = \delta_1 + \delta_2$ задаются условия третьего рода:

$$-\lambda_2 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=\delta_1+\delta_2} = \alpha_2 [T(\delta_1 + \delta_2, t) - T_e]. \quad (7)$$

Считаем, что поле влаги распределяется в области футеровочного слоя толщиной δ_1 . Если поток влаги не превосходит интенсивности конденсации $g_k(t)$, то на границе $x = 0$ задается значение влагосодержания, соответствующее полному насыщению. Если же поток влаги больше интенсивности конденсации, то на границе ставится условие равенства потока влаги и интенсивности конденсации. При $x = \delta_1$ значения влагосодержания равно равновесному U_{δ} . Тогда граничные условия для определения влажностного поля имеют вид

$$\left\{ \begin{array}{l} U(0,t) = u_{ri}, \quad -a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{x=0} \leq g_{\varepsilon}(t) \\ -a_m(u) \frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{x=0} = g_{\varepsilon}(t), \quad -a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{x=0} > g_{\varepsilon}(t) \end{array} \right. , \quad (8)$$

$$U \Big|_{x=\delta_1} = U_p .$$

Кроме того, задаются начальные условия

$$T(x,0) = T_{\dot{a}}, \quad U(x,0) = U_0. \quad (9)$$

При $t > t_k$, где t_k – время конденсации, процесс конденсации прекращается и начинается сушка увлажненной футеровки. Модель этого процесса описывается на основе теории углубления фронта фазового превращения свободной влаги [3]. Пусть $\xi = \xi(t)$ – граница неизвестного фронта, разделяющего сухую и увлажненную границу в футеровке, причем $\xi(0) = 0$. При температуре на границе фазового перехода $T(\xi) < 100^\circ \text{Ñ}$ имеем следующую начально-краевую задачу тепло-и массобмена:

$$c\gamma \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_t \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \varphi_t(x,t), \quad 0 < x < \delta_1 + \delta_2, \quad \lambda_t = \begin{cases} \lambda_1(T,U), & 0 \leq x \leq \delta_1 \\ \lambda_2 = const, & \delta_1 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2 \end{cases}. \quad (10)$$

$$-\lambda_t \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_1 [T_{\dot{a}}(t) - T(0,t)], \quad x = 0, \quad (11)$$

$$-\lambda_2 \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_2 [T(\delta_1 + \delta_2, t) - T_{\dot{a}}], \quad x = \delta_1 + \delta_2. \quad (12)$$

$$T(x, t_{\dot{e}i}) = T(x), \quad 0 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2.$$

$$\varphi_t(x,t) = \begin{cases} rc_m(T, P_n) \frac{\partial P_n}{\partial t}, & 0 \leq x < \xi \\ r \left\{ q_m - \lambda_m [U(\xi)] \frac{\partial P_n [T(\xi)]}{\partial x} \right\}, & x = \xi \\ r \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_m(U) \frac{\partial P_n}{\partial x} \right], & \xi < x \leq \delta_1 \\ 0, & \delta_1 < x \leq \delta_2, \end{cases} \quad (13)$$

$$q_m = \begin{cases} \frac{P_{\dot{a}}(t) - P_i [T(\xi)]}{\xi} \lambda_{m \text{ñññ}}, & 0 \leq \xi \leq \delta_1 \\ \{P_{\dot{a}}(t) - P_i [T(\xi)]\} \beta, & \xi = 0. \end{cases} \quad (14)$$

$$c_m(T, P_n) \frac{\partial P_n}{\partial t} = \lambda_m(U) \frac{\partial^2 P_n}{\partial x^2}, \quad 0 \leq x \leq \xi, \quad P_n = P_i(T), \quad \xi \leq x \leq \delta_1. \quad (15)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[a_m(U) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_m(U) \frac{\partial P_n}{\partial x} \right], \quad \xi < x < \delta_1, \quad (16)$$

$$a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} = q_m, \quad x = \xi; \quad a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} = 0, \quad x = \delta_1. \quad (17)$$

$$-a_m [U(\xi)] \frac{\partial U}{\partial x} \geq -\{P_{\dot{a}}(t) - P_n [T(\xi)]\} \beta + \lambda_m [U(\xi)] \frac{\partial P_i [T(\xi)]}{\partial x}, \quad \xi = 0. \quad (18)$$

$$\frac{d\xi}{dt} \{U(\xi, t) - U [T(\xi)]\} = \lambda_{m \text{ñññ}} \frac{\partial P_n}{\partial x} - \lambda_m [U(\xi)] \frac{\partial P_n [T(\xi)]}{\partial x}, \quad 0 < x < \delta_1. \quad (19)$$

Если $T(\xi) \geq 100^\circ\text{C}$ тепло-и массообмен в конструкции и граница фазового раздела $\xi = \xi(t)$ определяется следующими уравнениями:

$$\tilde{n}_1 \gamma_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \right) + r \lambda_p [P_i(T_1, t) - P_1(x, t)], \quad 0 < x < \xi; \quad (20)$$

$$\tilde{n}_2 \gamma_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \right), \quad \xi < x < \delta_1; \quad (21)$$

$$\tilde{n}_3 \gamma_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} \right), \quad \delta_1 < x < \delta_1 + \delta_2. \quad (22)$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \alpha_1 [T_a(t) - T_1(0, t)], \quad x = 0; \quad (23)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} - \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = r \frac{d\xi}{dt} [U(\xi, t) - U_0(\xi, t)]; \quad (24)$$

$$T(\xi, t) = T[P(\xi)], \quad x = \xi; \quad (25)$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x}, \quad x = \delta_1; \quad (26)$$

$$-\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = \alpha_2 [T_3(\delta_1 + \delta_2, t) - T_a], \quad x = \delta_1 + \delta_2; \quad (27)$$

$$T(x, t_{\text{эи}}) = T(x), \quad 0 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2. \quad (28)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} \right], \quad \xi < x < \delta_1; \quad (29)$$

$$\frac{d\xi}{dt} [U(\xi, t) - U_0(\xi, t)] = k_\phi \frac{P_i [T(\xi)] - P_{\text{ади}}}{2 \frac{P_i}{\mu_n} \xi RT}; \quad (30)$$

$$a_m(U) \frac{\partial U}{\partial x} = 0, \quad x = \delta_1; \quad (31)$$

$$U(x, t_{\text{эи}}) = U(x), \quad 0 \leq x \leq \delta_1; \quad (32)$$

$$P_1 = P_{\text{ади}}, \quad 0 \leq x < \xi; \quad P_2 = P_i [T(\xi)], \quad \xi < x \leq \delta_1. \quad (33)$$

В соотношениях (1)–(33) δ_1, δ_2 – толщины футеровки и железобетонного ствола соответственно, m ; $\lambda(T, U)$ – коэффициент теплопроводности, вообще говоря, функция температуры T ($^\circ\text{C}$) и влагосодержания U ($\text{кг}/\text{м}^3$), $\text{ккал}/(\text{м ч}^\circ\text{C})$; c – теплоемкость материала, $\text{ккал}/(\text{кг}^\circ\text{C})$; γ – объемная масса, $\text{кг}/\text{м}^3$; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от газа к внутренней поверхности трубы и от наружной поверхности трубы к воздуху, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \text{ч}^\circ\text{C})$; r – теплота фазового перехода, $\text{ккал}/\text{кг}$; $a_m(U)$ – коэффициент диффузии влаги, функция влагосодержания, $\text{м}^2/\text{ч}$; $U_p = U_0$ – равновесное значение влагосодержания, $\text{г}/\text{г}$; T_a, P_a – соответственно температура в $^\circ\text{C}$ и давление дымовых газов в мм.рт.ст. ; T_a, P_0 – соответственно температура наружного воздуха в $^\circ\text{C}$ и начальное давление дымовых газов в мм.рт.ст. ; $g_\kappa(t)$ – массовая скорость конденсации, $\text{кг}/(\text{м}^2 \text{ч})$; β – коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^2 \text{ч мм.рт.ст.})$; P_n – парциальное давление пара, мм.рт.ст. ; $P_n [T(0, t)]$ – давление насыщения, известная функция температуры, мм.рт.ст. ; $P_{\text{ади}}$ – атмосферное давление, мм.рт.ст. ; k – скорость подъема температур дымовых газов, $^\circ\text{C}/\text{ч}$; ξ – граница фронта фазового перехода; λ_m – коэффициент диффузионной теплопроводности, $\text{кг}/(\text{м}^3 \text{ч мм.рт.ст.})$; c_m – коэффициент теплопроводности, $\text{ккал}/(\text{м ч мм.рт.ст.})$; λ_p – коэффициент диффузии давления, $\text{кг}/(\text{м ч мм.рт.ст.})$; k_ϕ – коэф-

фициент фильтрации, $кг/(м \cdot мм.рт.ст.)$, μ_n – молярная масса пара; R – газовая постоянная; $t_{кон}$ – время выхода на стационарный режим, ч.

Система (1)–(33) описывает процессы тепло- и массопереноса в двухслойной системе в период конденсации и сушки влаги. Граница фазового перехода определяется условиями (19), (24) подобно задаче Стефана. При постановке задачи для многослойной конструкции необходимо учесть равенство потоков тепла и влаги на границе слоев.

Результаты численных расчетов для многослойных труб. Приведем результаты расчетов температурных полей для многослойных труб. Расчеты выполнены численным методом с использованием консервативных неявных разностных схем методом прогонки.

В качестве исходных данных использовались геометрические размеры четырехслойной дымовой трубы Ярославской ГРЭС высотой 120 м и диаметром 9,6 м. Четыре слоя – это футеровка, два слоя изоляции и железобетонный ствол. В качестве материала футеровки рассматривалась кладка из кислотоупорного кирпича. Первый слой теплоизоляции – это плиты теплоизоляционные полужесткие из минеральной ваты на синтетическом связующем; второй слой – плиты перлитцементные на цементно - глиняном растворе. Несущий железобетонный ствол – бетон марки 300.

На границе всех слоев при постановке задачи использовалось условие равенства температур и потоков тепла. Коэффициент теплоотдачи можно определять по критериальным соотношениям. В расчетах он предполагался равным $\alpha = 20 \text{ ккал}/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ\text{C})$ на внутренней и наружной стенках. Рассчитывалось 6 сечений по высоте трубы. Проведем расчеты для сечения № 3 трубы: отметка от низа основания сечения трубы – 90 м; толщина футеровки $\delta_1 = 0,23 \text{ м}$; толщины плит перлитных и теплоизоляционных $\delta_2 = 0,075 \text{ м}$ и $\delta_3 = 0,04 \text{ м}$ соответственно; толщина железобетонного ствола $\delta_4 = 0,20 \text{ м}$. Теплофизические характеристики взяты для указанных выше материалов многослойной конструкции.

Рассматриваемый нестационарный режим соответствует работе многослойных труб, подключенных к котлам ТП – 90, ТП – 230. При расчете он был задан следующим образом: подъем температуры дымовых газов T_g от $T_g = -20^\circ\text{C}$ до $T_m = 160^\circ\text{C}$ по линейному закону со скоростью $k = V = 10^\circ\text{C}/ч$, выдержка до стационарного режима при $T_g = T_m$, охлаждение от $T_g = T_m$ до T_g линейно со скоростью $k = V = 10^\circ\text{C}/ч$, дальнейшее охлаждение трубы при $T_g = T_g$.

На рисунках 2-6 приведены результаты численных расчетов в сечении № 3 для многослойной трубы Ярославской ГРЭС, работающей в указанном выше пульсирующем тепловом режиме. Графики снабжены подробными подрисуночными комментариями. На рисунках 2, 3б изображена зависимость температуры T ($^\circ\text{C}$) от поперечной координаты x (м) многослойной трубы соответственно в периоды пуска, устойчивой работы и останова. Точность численных расчетов подтверждена выходом температурного поля на стационарный вид при больших временах эксплуатации трубы при постоянной температуре дымовых газов, что показано на рисунке 3а. Изменение температуры на внутренней границе футеровки трубы в зависимости от времени t (ч) при полном цикле ее работы показано на рисунке 4. Численный анализ температурных полей четырехслойных труб при указанных режимах работы позволил заключить, что наличие теплоизоляции резко снижает температуру в железобетонном стволе. Максимальный перепад температуры в нем в течение всего рассматриваемого цикла составляет не более 18°C .

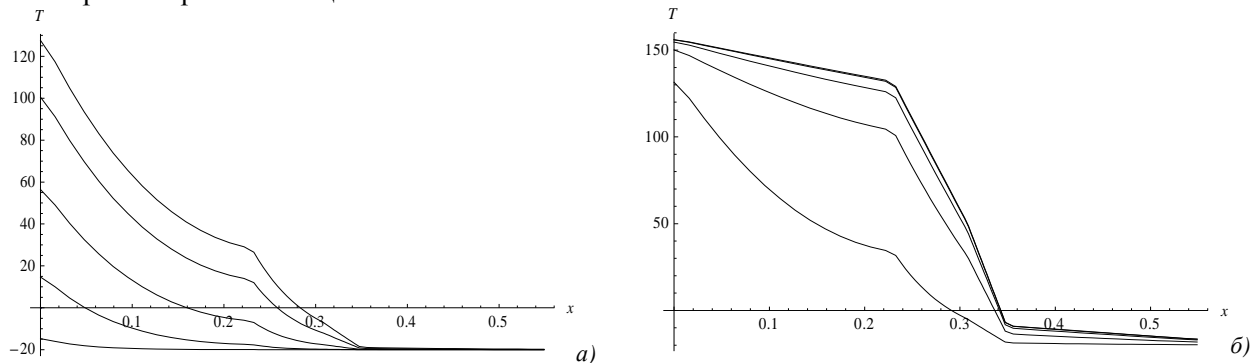


Рисунок 2 – Температурное поле многослойной трубы: а) в моменты времени $t=1ч$ (нижний график), $t=5ч$, $t=10ч$, $t=15ч$, $t=18ч$ с начала подъема температуры дымовых газов; б) в моменты времени $t=1ч$ (нижний график), $t=20ч$, $t=40ч$, $t=65ч$ с начала выдержки температуры дымовых газов до стационарного режима

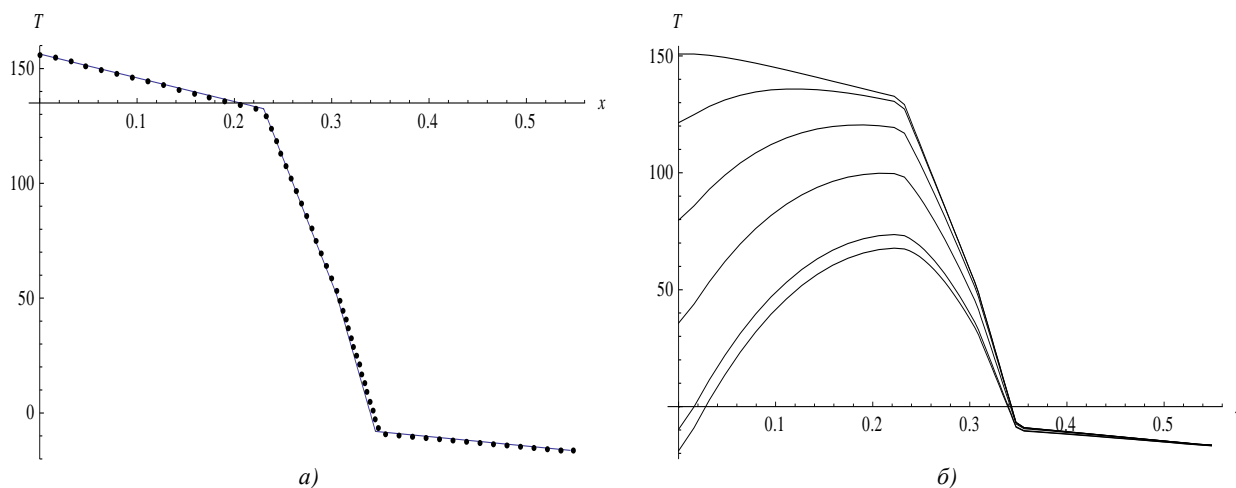


Рисунок 3 –а) Сравнение результатов температурного поля двухслойной трубы в период постоянной температуры дымовых газов в течение 65 часов (сплошная линия) со стационарным распределением температур в конструкции; б) – Температурное поле многослойной трубы в моменты времени $t=1\text{ч}$ (верхний график), $t=5\text{ч}$, $t=10\text{ч}$, $t=15\text{ч}$, $t=20\text{ч}$, $t=21\text{ч}$ с начала охлаждения температуры дымовых газов

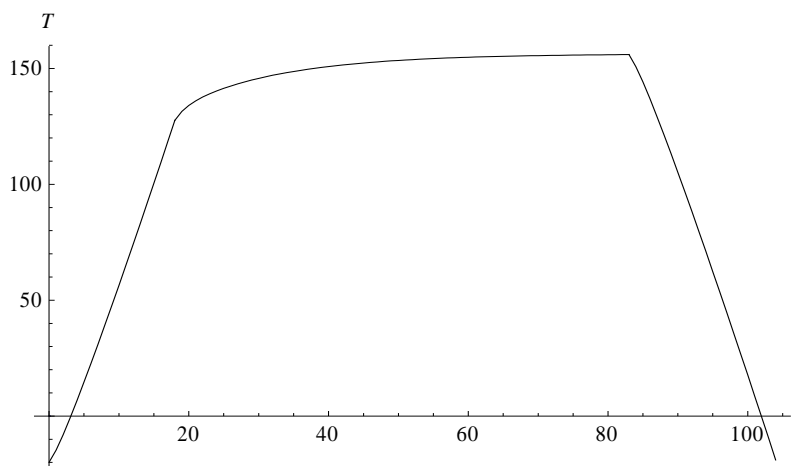


Рисунок 4 – Температура на внутренней границе $x=0$ футеровки многослойной трубы

Наибольший перепад в футеровке наблюдается при росте температуры дымовых газов и при указанных выше данных равен 96°C , что существенно, хотя и на несколько часов, превышает допустимое значение в 80°C . При выходе на стационарный режим работы перепад составляет 24°C , а в период останова его максимальное значение равно 81°C . Можно сделать вывод, что только в период пуска или останова дымовой трубы могут возникнуть условия, нарушающие на некоторое время рекомендуемый режим эксплуатации. В целом же наличие многослойности оказывает положительное влияние на надежность труб в эксплуатации.

В настоящее время при разработке проектов дымовых труб с целью повышения их надежности и долговечности перепад температур по футеровке из кислотоупорного кирпича рекомендуется принимать равным 80°C , согласно инструкциям института Теплопроект (г.Москва). При этом температура внутренней поверхности железобетонного ствола не должна превышать 100°C . Как показывает анализ численных расчетов для достижения этих целей режим разогрева должен быть достаточно плавным и медленным с промежуточной выдержкой температуры газов. При этом рекомендуемый температурный режим – подъем температуры газов не должен превышать скорости $5^\circ\text{C}/\text{ч}$, а в зимнее время должна быть выдержка в стационарном режиме в течение суток при температуре 100°C . Только проведя сушку трубы, приступают к ее эксплуатации.

- Работа выполнена в рамках НИР Госпрограммы «Энергоэффективность», № госр. 20115452

РЕЗЮМЕ

Проведено моделирование в реальном времени нестационарных процессов тепло-и массообмена в многослойных дымовых трубах в условиях фазовых переходов. Численным расчетом исследованы поля температур в многослойной конструкции в период пуска, устойчивой работы и остановки дымовой трубы. Проведены рекомендации по выбору благоприятных эксплуатационных режимов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров-Денисов В.Г., Конон П.Н. Процессы тепло- и массообмена в стволах дымовых труб в нестационарном режиме. Всесоюзная конф. «Современные проблемы разработки, проектирования, возведения и эксплуатации монолитных железобетонных труб». -М.:1983, с.66-68.
2. Кутателадзе С.С. Основные теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. 659 с.
3. Петров-Денисов В.Г. К теории углубления фронта фазового перехода свободной влаги и образования избыточного давления при нагреве влажностных тел. – Химическая промышленность, 1979, №6.
4. Дужих Ф.П, Осмоловский В.П., Лагидычев М.Г. Промышленные дымовые и вентиляционные трубы.- Теплотехник, М.: 2004
5. Конон П.Н. и др. Отчет по НИР «Нестационарный тепло-и массоперенос в конструкциях многослойных труб и труб с вентилируемым зазором. Постановка начально-краевых задач, аналитические и численные методы решения», № госр. 20115452, Минск , 2013.
6. Конон П.Н., Докукова Н.А. Исследования нестационарных процессов тепло- и массопереноса в двухслойных дымовых трубах // Международный научно-технический журнал «Теоретическая и прикладная механика», Минск, 2013г, вып.28.

SUMMARY

The simulation of real-time non-stationary processes of heat and mass transfer in multi-layer stacks in terms of phase transitions. Investigated by numerical calculation of the temperature field in a multilayer structure during start-up, steady work and stop the chimney. Carried out guidelines for choosing the favorable operating conditions.

Поступила в редакцию 01.11.2013