

ФИЗИКО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАГРЕВА ГАЗА В ПРОТОЧНОМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОМ РЕАКТОРЕ II

Б.М. Широков, А.Ф. Корж

*Национальный научный центр «Харьковский физико-технический институт»
Украина*

Поступила в редакцию 16.02.2006

В настоящей работе предложена модель, которая позволяет производить простые и достаточно достоверные расчеты по нагреву газа в проточных системах с целью конструирования установок для изготовления композиционных материалов с современными требованиями. Модель обобщена на случай неоднородного продольного распределения температуры поверхности канала нагревателя.

ВВЕДЕНИЕ

Важное значение в современных технологиях имеют особые жесткие требования к состоянию поверхности твердотельных конструкций, участвующих в различных научно-исследовательских и производственных процессах. Организовать заданные свойства поверхности – кардинальная задача. Поэтому большое значение имеют конструкционные особенности устройств нового типа, в которых осуществляются такие технологические процессы. При их реализации часто требуется провести термический нагрев потока газа. В постановках таких задач применялись различные подходы, опирающиеся как на модельные, подгоняемые под эксперимент эмпирические схемы, так и на численные методы решения системы многомерных интегродифференциальных уравнений газодинамики и теплопроводности ([1, 2] и bibliографические ссылки к ним).

Такие расчеты проводятся обычно при конструировании стационарных длительно эксплуатируемых теплообменных устройств (напр., обогревательных), в которых поток газа или жидкости, как правило, является теплоносителем. При этом конструкторов обычно мало интересует информация о деталях процесса: его стадии, распределение термо- и газодинамических характеристик внутри системы и др. Основное внимание уделяется расчетам интегральных параметров таких, как интегральные тепловые потоки, общее количество передаваемого тепла и др. Применение таких моделей и расчетов к тепло-

физическим системам несложных конструкций, где теплообмен является лишь промежуточной стадией технологического процесса, не оправдано из-за их громоздкости.

В настоящей работе предложен нестандартный, по отношению к отмеченным выше, физический подход и аналитическая математическая модель, описывающие нагрев потока газа. Модель проста и физически прозрачна, содержит лишь несколько исходных параметров, универсальна по отношению к конструкционным особенностям теплообменных систем и основана на элементарных представлениях термодинамики. Такую модель целесообразно применять, в том числе, в случаях, когда необходимо быстро сделать предварительный расчет продольных распределений температуры и скорости потока при конструировании, например, термохимических реакторов, предназначенных для обезвреживания агрессивных газообразных отходов химических и фармацевтических производств либо к устройствам, для получения мелкодисперсных металлических порошков или для нанесения покрытий из газовой фазы, когда необходимо создать условия для протекания химических реакций и иметь информацию о месте расположения реакционной зоны в проточном канале реактора.

Феномен функционирования проточной системы универсален и применим ко многим материальным объектам (производство, экономические процессы), имеет свою скорость и, вообще, характеризует движение любой

материи, а в биологическом отношении – процесс жизнедеятельности. Поэтому чрезвычайно важно знать его в деталях, какие характеристики его определяют и их значения. В настоящей работе сделана попытка универсального подхода к данному вопросу.

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Модель основана на простых физических предпосылках. Рассмотрена нагревательная система, представляющая собой подогреваемую, например, силицированными молибденовыми либо вольфрамовыми стержнями диэлектрическую трубку (канал нагревателя), например, алундовую либо кварцевую, длиной L для определенности круглого сечения с одинаковой по всей длине канала площадью $S = (\pi d^2/4)$ (d – диаметр канала), через которую прокачивается газ со скоростью расхода G ($\text{м}^3/\text{с}$), с намерением нагреть его до температур, при которых протекают термохимические реакции. Температура поверхности канала T^h (К) вдоль его оси имеет форму колокола с максимумом в области, близкой к середине канала и спадающая на краях системы. Необходимо определить распределения температуры и скорости движения газа в потоке вдоль канала нагревателя.

Предлагается следующий подход к решению задачи. Канал нагревателя по всей его длине разбивается перпендикулярными к оси условными плоскостями на N элементарных участков (цилиндров) одинаковой высоты $l_0 = L/N$. Затем рассматривается процесс ступенчатого теплообмена на каждом таком участке между элементом поверхности площадью $\Delta S = \pi \cdot d \cdot L/N$ и элементом потока газа, имеющего на входе в канал такой же размер l_0 . Температура газа и его скорость на входе в канал равны соответственно T_0 и $v_0 = G/S$. После прохождения первого участка разбиения канала газ элемента потока приобретает объем тепловой энергии ΔQ_1 , его температура и скорость возрастают до значений T_1 и v_1 и ему присваивается номер 1. Соответственно увеличивается и объем подогретого элемента потока до значения $V_1 = V_0 \cdot (T_1/T_0)$ (из уравнения Менделеева-Клапейрона; здесь $V_0 = S \cdot l_0$) для систем с одинаковой по всей

длине площадью сечения за счет увеличения длины элемента потока до значения $l_1 = l_0 \cdot (T_1/T_0)$.

Физическое обоснование процессов, протекающих в рассматриваемой системе основывается на следующих наглядных представлениях, которые привлекаются для того, чтобы описать процесс теплообмена между элементом потока и каждым последующим элементом поверхности канала нагревателя. После прохождения первого участка разбиения канала, чтобы обеспечить акт теплообмена “распухшего” до объема V_1 , уширенного на длину $\Delta l = l_1 - l_0$ элемента потока газа с поверхностью следующего элемента канала под номером 2, необходимо мысленно (!) мгновенно (!) вернуть элемент потока назад, до положения, когда передний его фронт окажется перед входом во второй участок разбиения канала. Далее этот “распухший” элемент потока прогоняется через второй участок канала, но уже с большей скоростью $v_1 = v_0 \cdot (T_1/T_0)$.

Важным моментом настоящей теории является следующее обстоятельство: условием, обеспечивающим естественное физическое требование непрерывности потока газа в канале и, которое, в т.ч., позволяет дать физическую интерпретацию и количественно описать феномен “разгона” потока в русле канала при рассмотрении его нагрева посредством теплообмена между элементом поверхности и изменяющим свои размеры элементом потока, челочно-ступенчатым образом передвигающимся вдоль оси канала, является требование о постоянстве времени взаимодействия между элементом потока и произвольным элементом поверхности канала, т.е.:

$$t_1 = t_2 = \dots = t_s = \dots = t_N, \quad (1)$$

где $t_s = l_{s-1}/v_{s-1}$, $s \in [1 - N]$. Условие (1) является аналогом уравнений “неразрывности” и “сплошности” в газо- и термодинамических теориях [3].

Далее процесс происходит аналогичным образом: “распухший” до размера l_1 элемент потока проходит участок канала с номером 2, получая при этом долю тепла ΔQ_2 , что приводит к дальнейшему его “распуханию” до размера $l_2 = l_0 \cdot (T_2/T_0)$ и ему присваивается

номер 2. Затем происходит новый “откат” до положения, когда его передний фронт установится перед входом на участок 3 и так повторяется до выхода элемента потока из канала нагревателя. При этом его размер и скорость соответственно равны $l_N = l_0 \cdot (T_N/T_0)$ и $v_N = v_0 \cdot (T_N/T_0)$.

Вторую часть пути по каналу происходит обратный процесс передачи тепла от элемента газового потока в материал поверхности, поскольку разогретый и разогнанный газ выносится в область, где его температура выше температуры поверхности канала. При этом элемент потока газа, охлаждаясь, уменьшает свой объем и, соответственно, скорость движения.

Отметим также, что наш подход удобен также для описания процессов теплообмена при произвольной конфигурации продольного распределения температуры поверхности и легко адаптируется под численные расчеты. При этом экспериментально измеренные распределения температур поверхности могут задаваться в виде таблиц либо функциональных зависимостей.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Аналитико-математическая часть модели, физическая начинка которой описана выше, основана на законе сохранения тепловой энергии и содержит всего несколько феноменологических термодинамических характеристик таких, как удельная теплоемкость газа c_p (Дж/(кг·К)) при постоянном давлении, его плотность ρ_0 (кг/м³) и коэффициенты теплоотдачи системы (поверхность канала)–(поток газа) $\alpha_s = \alpha^{(1)} + v_s \cdot \alpha^{(2)}$ (здесь $\alpha^{(1)}$ (Вт/(м²·К)) и $\alpha^{(2)}$ (Дж/(м³·К)) [4]).

Пусть на входе в канал нагревателя газ имеет комнатную температуру и атмосферное давление, хотя для наших построений эти условия не обязательны. При взаимодействии элемента поверхности под номером s с элементом потока ($s - 1$), вытекающего из участка канала ($s - 1$) поверхность отдает долю тепла, равную

$$\Delta Q_s = \alpha_{s-1} \cdot \Delta S_N \cdot t_s \cdot (T_s^H - T_{s-1}), \quad (2)$$

а элемент потока газа приобретает объем тепловой энергии

$$\Delta Q_s = c_p \cdot \Delta m_s \cdot t_s \cdot (T_s - T_{s-1}). \quad (3)$$

Здесь $\Delta S_N = \pi \cdot d \cdot (L/N)$ – площадь любого из элементов поверхности, $t_s = (l_s/v_s) = (l_0/v_0)$ – время взаимодействия элемента потока с s -элементом поверхности, одинаковое для любого участка канала (1), $\Delta m_s = \rho_{s-1} \cdot V_{s-1} = \rho_0 \cdot V_0$ – масса элемента потока, $V_0 = (\pi \cdot d^2/4) \cdot (L/N)$ и ρ_0 – его объем и плотность при комнатной температуре.

Приравнивая правые части выражений (2) и (3), совершая последовательную итерационную процедуру, соответствующую актам теплообмена на каждом предыдущем участке, и добираясь, таким образом, до входа в канал нагревателя ($s = 1$), можно выразить температуру и скорость потока на s -м участке канала через теплофизические характеристики системы на входе в нее. Такие соотношения имеют вид:

$$T_s = T_0 + \varphi_N \cdot \alpha_0 \cdot \delta T_1^H + \sum_{k=2}^s \Delta T_k, \quad (4)$$

$$v_s = (G/S) \cdot (T_s/T_0), \quad (5)$$

где

$$\Delta T_k = \varphi_N \cdot \alpha_{k-1} \left[\delta T_k^H + \sum_{l=1}^{k-1} \delta T_l^H \cdot \prod_{i=1}^{k-1} (1 - \varphi_N \cdot \alpha_{i-1}) \right], \quad (6)$$

$$\varphi_N = \Delta S_N / (c_p \cdot \rho_0 \cdot G), \quad \delta T_l^H = T_l^H - T_{l-1}^H, \quad (7)$$

Для хорошей сходимости рядов (4) – (7) необходимо, чтобы

$$|\varphi_N \cdot \alpha_N| \ll 1. \quad (8)$$

Отметим здесь, что в случае однородного продольного распределения температуры нагревателя, когда $T_1^H = T_2^H = \dots = T_s^H = \dots = T_N^H = T^H$, формулы (4) – (7) переходят в соответствующие выражения.

РАСЧЕТЫ И ЭКСПЕРИМЕНТЫ

Продемонстрируем применение положений нашего подхода на конкретном примере. Рассмотрим нагрев потока воздуха прокачиваемого при атмосферном давлении и начальной комнатной температуре T_0 через нагретую силицированными вольфрамовыми стержнями алундовую трубку круглого сечения длиной $L = 92 \cdot 10^{-2}$ м и внутренним диаметром $d = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м. Термодинамические параметры такой системы имеют следующие значения:

$c_p = 1009$ Дж/(кг·К), $\rho_0 = 1,204$ кг/м³, $\alpha^{(1)} = 5,6$ Вт/(м²·К) и $\alpha^{(2)} = 4$ Дж/(м³·К) [4].

На рис. 1. представлены результаты численных расчетов продольного распределения температуры потока при различных значениях относительной скорости расхода газа $\eta = G/G_0$, где $G_0 = 10^{-14}$ м³/с. Канал нагревателя разбивался виртуальными, перпендикулярными к его продольной оси, плоскостями на $N = 46$ участков длиной по $2 \cdot 10^{-2}$ м каждый. При этом условие $|\varphi_{46} \cdot \alpha_{46}| \sim 0,1 \ll 1$ обеспечивало хорошую сходимость рядов (4) – (7). Отметим характерные черты этих распределений. При увеличении скорости расхода газа величина его максимальной температуры уменьшается, а положение максимума сдвигается в сторону выхода из канала. Так при величинах скорости расхода 1,39; 2,78; 5,56; 8,33 м³/с максимальные значения температур равны 1481, 1292, 1037, 903 К, которые реализуются соответственно на расстояниях, отмеряемых от положения входа в канал нагревателя: (58, 60, 66, 68)·10⁻² м. На участках, где температура потока максимальна, происходит пересечение кривых температур потока с кривой распределения температуры поверхности канала. Для всех четырех значений скорости расхода газа в области от участка канала, где температура потока максимальна, до выхода из канала температура газа превышает температуру поверхности нагревателя. На этих участках тепло передается от газового потока в материал нагревателя, который теперь выступает в роли охладителя. Распределения на рис. 1. имеют также участки, где температуры газа

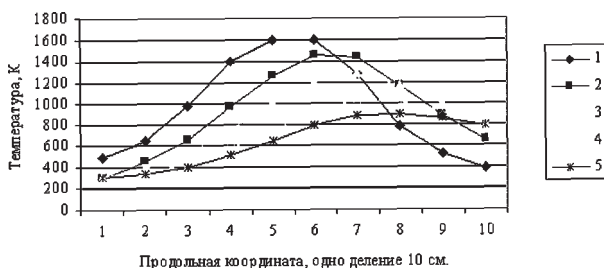


Рис. 1. 1 – экспериментально измеренное продольное распределение температуры поверхности канала ($\eta = 0$). 2 – 5 – расчетные продольные распределения температуры потока воздуха при различных значениях скорости расхода η : 2 – $\eta = 1,39$; 3 – $\eta = 2,78$; 4 – $\eta = 5,56$; 5 – $\eta = 8,33$.

при большем расходе превышают температуры потока при меньшей скорости расхода. Так, например, температура газа при скорости расхода $\eta = 2,78$ в интервале $[72 - 92] \cdot 10^{-2}$ м превышает температуру потока с $\eta = 1,39$. При скорости $\eta = 5,56$ в интервале $[80 - 92] \cdot 10^{-2}$ м температура потока превышает таковую при $\eta = 1,39$, а в интервале $[88 - 92] \cdot 10^{-2}$ м и температуру при $\eta = 2,78$.

На рис. 2. представлены результаты численного расчета продольного распределения температуры потока газа при скорости его расхода $\eta = 8,33$ (кривая 2), а также экспериментально измеренные продольные распределения температур поверхности канала нагревателя $\eta = 0$ (кривая 1) и потока газа при $\eta = 8,33$ (кривая 3). Сравнение распределений 2 и 3 показывает, что отличие расчетных данных от измеренных датчиком на основе термопары лежит в пределах 15% для различных условий прокачки (см. также эксперименты, описанные в [5 – 7]).

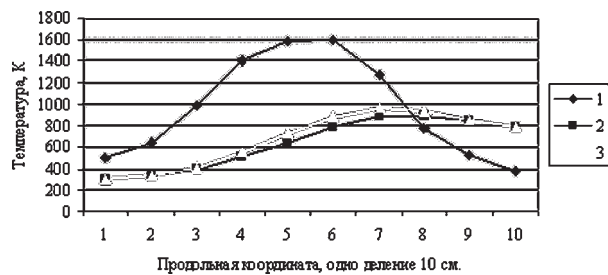


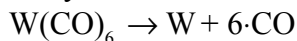
Рис. 2. Продольные распределения температуры: 1 – поверхности вдоль русла (эксперимент, $\eta = 0$); 2, 3 – потока газа при $\eta = 8,33$; 2 – расчет по теории, 3 – эксперимент.

ВЫВОДЫ

Таким образом, представление о челночно-ступенчатом характере движения “распухающего” элемента потока позволяет построить прозрачную теорию теплообмена между потоком газа и поверхностью нагревающего устройства без привлечения сложной схемы численного решения системы интегро-дифференциальных уравнений газодинамики и теплопроводности, как предлагается, например, в [1, 3, 8]. Наша теория включает в себя, в т.ч., положения о непрерывности потока и характере разгона частиц газа в русле канала нагревателя. Теория также универ-

сальна по отношению к геометрическим особенностям нагревательных устройств; это могут быть каналы любой формы сечения с изгибами вдоль русла, каналы с кассетными вставками из трубок меньшего диаметра (пучок трубок для увеличения поверхности теплообмена) и др.

Такие нагревательные системы могут использоваться для термического разложения молекул агрессивных газообразных отходов химических и фармацевтических производств, а также в работах по нанесению покрытий из газовой фазы. Так, например, при нагреве газа, состоящего из молекул $W(CO)_6$, до температуры выше 1000 К, что соответствует поступательной энергии частиц 0,2 эВ, возможна термическая диссоциация молекул $W(CO)_6$ по следующей схеме:



с образованием металлического молибдена. Молекулы угарного газа при дальнейшем окислении превращаются в нейтральный CO_2 .

Отметим также, что в этом случае, газ в потоке должен быть достаточно плотным,

чтобы частота столкновений между молекулами в горячей зоне была значительно больше обратной величины времени пролета этой зоны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулиниченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. – К.: “Техника”, 1990. – 164 с.
2. Гербхард Б., Джалурия И., Мохаджан Р. и др. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. – М.: “Мир”, Т.1, 1991. – 468 с.
3. Леонтьев А.И. Теория теплообмена. – М.: “Высшая школа”, 1979. – 495 с.
4. Кухлинг Х. Справочник по физике. – М.: “Мир”, 1982. – 399 с.
5. Ярышев Н.А. Теоретические основы измерения нестационарной температуры. – Л.: “Энергоиздат”, 1990. – 289 с.
6. Евтихийев Н.Н., Купершмидт Я.А., Папуловский В.Ф. и др. Измерение электрических и неэлектрических величин. – М.: “Энергоатомиздат”, 1990. – 350 с.
7. Поскачей А.А., Чубарев Е.П. Оптико-электронные системы измерения температуры. – М.: “Энергоатомиздат”, 1988. – 247 с.
8. Исаченко В.П., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: “Энергия”, 2001. – 417 с.

ФІЗИКО-АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ НАГРІВУ ГАЗУ В ПРОТОЧНОМУ ТЕМОХІМІЧНОМУ РЕАКТОРІ II

Б.М. Широков, О.Ф. Корж

В даній роботі запропонована модель, що дозволяє виконувати нескладні та достатньо достовірні розрахунки нагріву газу в проточних системах з метою конструювання установок для виготовлення композиційних матеріалів, які відповідають сучасним вимогам. Модель узагальнена на випадок неоднорідного по довжньому розподілу температури поверхні каналу нагрівача.

PHYSICO-ANALYTICAL MODEL FOR GAS HEATING IN WELL-STIRRED THERMO- CHEMICAL REACTOR II

B. Shyrokov, A. Korzh

The model, which allows conducting simple and sufficiently reliable calculations for gas heating in well-stirred systems in order to design installations for manufacturing composite materials according to modern requirements was offered in the present work. This model was generalized in case of inhomogeneous longitudinal distribution of temperature of heater channel surface.