УДК 521.031

ФИЗИКО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАГРЕВА ГАЗА В ПРОТОЧНОМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОМ РЕАКТОРЕ I

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.

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 могут осуществляться такие технологические процессы. При их реализации часто требуется провести термический нагрев потока газа. Такие задачи, как в экспериментальном, конструкторском, производственном, так и в расчетном теоретическом планах для различных прикладных целей решаются многие десятилетия, даже столетия. Над описанием процессов теплообмена и практической их реализацией для различных конструкционных систем трудилось и трудится целый ряд специализированных научных и производственно-технических теплофизических исследовательских институтов. При постановке таких задач применялись различные подходы, опирающиеся как на модельные, подгоняемые под эксперимент схемы, так и на численные методы решения системы многомерных интегро-дифференциальных уравнений газодинамики и теплопроводности ([1, 2] и библиографические ссылки к ним). Такие модели содержат массу феноменологических величин, названных именами их создателей (числа Архимеда – Ar, Пекле – Pe, Стантона – St, Федорова – Fe, Рэлея – Ra, Грасгофа – Gr, Прандтля – Pr и др.) и безымянных коэффициентов, применимых к конкретным конструкциям теплофизических систем. Примером могут служить, например, выражения (1.57), (4.27) – (4.49) для безразмерного коэффициента теплоотдачи – числа Нуссельта из монографии [1].

Такие расчеты проводятся для стационарных длительно эксплуатируемых теплообменных устройств (напр., обогревательных), в которых поток газа или жидкости, как правило, является теплоносителем. При этом инженеров-технологов обычно мало интересует информация о деталях процесса: его стадии, распределение характеристик внутри системы и др. Основное внимание уделяется расчетам интегральных параметров таких, как тепловые потоки, общее количество передаваемого тепла и др. Применение таких моделей и расчетов к теплофизическим 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 термохимических реакторов, предназначенных для обезвреживания агрессивных по отношению к биосистемам газообразных отходов химических и фармацевтических производств либо для термосистем, обеспечивающих получение мелкодисперсных металлических порошков или нанесение покрытий из газовой фазы, когда необходимо организовать условия для протекания химических реакций и иметь информацию о месте расположения реакционной зоны в проточном канале реактора.

Отметим также, что проточные динамические системы вообще, а теплообменные в частности имеют принципиально прогрессивный характер. Всякая проточная система с конкретной конфигурацией параметров имеет свою величину характеристической скорости протока. При скоростях протока меньших или больших характеристической происходит деградация системы. Так для термохимических реакций в газовом потоке величину характеристической скорости расхода газа определяют температура, при которой протекает химическая реакция и ее частота. Если скорость протока меньше характеристической, то выход продуктов химических реакций уменьшается, либо вообще прекращается, когда возникают условия для протекания обратных реакций, т.е. молекула газа проводит время в реакционной зоне без изменения своего состава; если – больше, то химические реакции не успевают протекать.

Вообще, феномен функционирования проточной системы универсален и применим ко многим материальным объектам, в т.ч. биологическим, социальным, интеллектуальным и др. Организм человека в физиологическом отношении также является проточной системой со своей характеристической скоростью протока веществ, формирующих его биологическую основу и отводящих шлаки. Если скорость протока замедляется, то человек заболевает вследствие накопления отработанного материала (паразитной доли продуктов биореакций), которые являются для него ядами, наоборот, если скорость протока велика, то происходит “вымывание” жизнетворных веществ, а вновь прибывшие не успевают усвоиться.

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), имеющую по шкале Кельвина постоянную температуру внутренней поверхности $T^{\text{н}}$ = const, через которую прокачивается газ со скоростью расхода G (м^3/с) с намерением нагреть его до температур, при которых протекают термохимические реакции. 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 (цилиндриков) одинаковой высоты $l_0 = L/N$. Затем рассматривается процесс ступенчатого теплообмена на каждом таком участке между элементом поверхности площадью $\Delta S = \pi{\cdot}d\text{Ч}L/N$ 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 $T_0 < T^{\text{н}}$ и $\upsilon_0 = G/S$. 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 υ_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 $\upsilon_1 = \upsilon_0 \cdot (T_1/T_0)$.

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, челночно-ступенчатым образом, передвигающимся вдоль оси канала, является требование о постоянстве времени взаимодействия между элементом потока и произвольным элементом поверхности канала, т.е.:

$$t_1 = t_2 = \ldots = t_s = \ldots = t_N, \qquad (1)$$

где $t_s = l_{s-1}/\upsilon_{s-1}$, $s \in [1 - N]$. 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 равны соответственно $l_N = l_0 \cdot (T_N/T_0)$ и $\upsilon_N = \upsilon_0 \cdot (T_N/T_0)$.

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/м^3) и коэффициенты теплоотдачи системы (поверхность канала) – (поток газа) $\alpha_s = \alpha^{(1)} + \upsilon_s \cdot \alpha^{(2)}$ (здесь $\alpha^{(1)}$ (Вт/(м^2·К)) и $\alpha^{(2)}$ (Дж/(м^3·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

$$\Delta Q_s = \alpha_{s-1} \cdot \Delta S_N \cdot t_s \cdot (T^{н} - T_{s-1}), \qquad (2)$$

а элемент потока газа приобретает объем тепловой энергии

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

Здесь $\Delta S_N = \pi \cdot d \cdot (L/N)$ – площадь любого из элементов поверхности, $t_s = (l_s/\upsilon_s) = (l_0/\upsilon_0)$ – 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:

$$T_s = T_0 + \sum_{k=1}^{s} \Delta T_k\ ; \qquad (4)$$

$$\upsilon_s = (G/S)\cdot(T_s/T_0), \qquad (5)$$

где $$\Delta T_k = \varphi_N \cdot \alpha_{k-1} \cdot \delta T \cdot \prod_{i=1}^{k-1}\left(1-\varphi_N \cdot \alpha_{i-1}\right), \qquad (6)$$

$$\varphi_N = \Delta S_N/(c_p\cdot\rho_0\cdot G),\ \delta T = T^{н} - T_0. \qquad (7)$$

Для хорошей сходимости рядов (4) – (6) необходимо, чтобы

$$|\varphi_N \cdot\alpha_N| << 1. \qquad (8)$$

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 до температуры $T^{н}$ = 1660 К алундовую трубку круглого сечения длиной $L = 92\cdot10^{-2}$ м и внутренним диаметром $d = 5{,}5\cdot10^{-2}$ м. Термодинамические параметры такой системы имеют следующие значения: c_p = 1009 (Дж/(кг·К)), r_0 = 1,204 (кг/м^3), $\alpha^{(1)}$ = 5,6 (Вт/(м^2·К)) и $\alpha^{(2)}$ = 4 (Дж/(м^3·К)) [4]. В табл. 1 представлены результаты расчета по формулам (5) – (7) максимальных значений температуры потока и скорости его движения для четырех значений скорости расхода газа G. Канал нагревателя разбивался виртуальными, перпендикулярными к его продольной оси, плоскостями на N = 46 участков длиной по $2\cdot10^{-2}$ м каждый. При этом условие $|\varphi_{46}\cdot\alpha_{46}| \sim 0{,}1 << 1$ обеспечивало хорошую сходимость рядов.

Таблица 1

Расчет максимальных значений температуры потока и скорости его движения

$G\cdot10^4$, м^3/с	$\upsilon_0\cdot10^2$, м/с	$\upsilon_{N\max}\cdot10^2$, м/с	T_N, К
1,39	5,85	31,15	1560
2,78	11,70	51,43	1288
5,56	23,40	82,80	1037
8,33	35,10	108,18	903

Проведенные экспериментальные измерения показали, что отличие расчетных характеристик потока газа от измеренных датчиком на основе термопары лежит в пределах 15% для различных условий прокачки [5 – 7].

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.

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 $Mo(CO)_6$, до температуры выше 1000 К, что соответствует поступательной энергии частиц 0,2 эВ, возможна термическая диссоциация молекул $Mo(CO)_6$ по следующей схеме:

$$Mo(CO)_6 \rightarrow Mo + 6ЧCO$$

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 тепломассообмена.– 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. Евтихиев 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 ТЕРМОХІМІЧНОМУ РЕАКТОРІ I

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.

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

B. Shyrokov, A. Korsh

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.