

УДК 544.452.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЛЬТРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ ГАЗОВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОРИСТОЙ ГОРЕЛКЕ С УЧЕТОМ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА

Ф. С. Палесский^{1,2}, Р. В. Фурсенко^{1,2}, С. С. Минаев^{1,2}

¹Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича СО РАН, 630090 Новосибирск
paleskiy.fedor@gmail.com

²Дальневосточный федеральный университет, 690950 Владивосток

Численно решена задача о стабилизации волны фильтрационного горения предварительно перемешанной смеси газов в пористой цилиндрической горелке. Задача рассматривалась в двух постановках. В первом случае решена одномерная стационарная задача о горении газов в пористой цилиндрической горелке с учетом радиационного теплопереноса внутри пористого каркаса и выходом излучения с поверхности горелки. Во втором случае задача решена в рамках традиционной одномерной стационарной диффузионно-тепловой модели фильтрационного горения газов с учетом радиационных теплопотерь только с внешней поверхности горелки. Проведено сравнение результатов, полученных по двум моделям. Показано, что радиационный теплоперенос оказывает значительное влияние на процесс фильтрационного горения в пористом теле, в частности на распределение температуры в газе и в твердом теле, а также на радиус стабилизации фронта горения. Установлено, что потери тепла в виде излучения во внешнюю среду в значительной степени обусловлены излучением от внутренних слоев пористого тела за счет радиационного теплопереноса, а не только излучением с внешней поверхности горелки.

Ключевые слова: фильтрационное горение, радиационный теплообмен, пределы существования пламени, цилиндрическая горелка.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время существует потребность в тепловых источниках энергии с регулируемыми температурными и мощностными характеристиками, в которых используется горение газов. Разработка подобных горелочных устройств позволила бы заменить электрические источники тепла, например, в производстве энергоемких материалов, пищевой промышленности и других промышленных и бытовых применениях. Очевидно, что расходование электрической энергии для получения тепла не является оптимальной стратегией с точки зрения эффективного использования энергии от сгорания углеводородного топлива.

Поскольку углеводородное топливо непосредственно производит тепло в горелочном устройстве, общая эффективность источников тепла на основе горения может быть в два и более раз выше эффективности электрических источников тепла. Кроме того, горелоч-

ные устройства не создают электромагнитных помех и в случае использования инфракрасного излучения, генерируемого горелочным устройством, можно избежать прямого контакта нагреваемого тела с продуктами горения. Такие тепловые источники, помимо высокой эффективности, должны обладать хорошими экологическими характеристиками, в частности низким уровнем выброса NO_x и отсутствием открытого пламени.

Одним из путей решения этой задачи может быть создание радиационных горелок на основе фильтрационного горения газов. Горение газов в пористой среде имеет ряд преимуществ в сравнении с открытым сжиганием газов, так как позволяет использовать за пределами бедные смеси и получать сверхадиабатические температуры продуктов горения [1–3]. Эти эффекты возникают в результате переноса тепла от продуктов горения к свежей смеси за счет теплопроводности твердого каркаса. Большой радиационный тепловой поток — еще одна важная особенность горения газов в пористой среде. Последнее обстоятельство позволяет использовать этот процесс для создания

Работа выполнена в рамках интеграционного проекта СО РАН — ДВО РАН и научно-исследовательских проектов программы развития ДВФУ.

© Палесский Ф. С., Фурсенко Р. В., Минаев С. С., 2014.

эффективных источников теплового излучения [4].

В большинстве моделей фильтрационного горения газов рассматривают безграничную пористую среду и, как правило, не касаются вопросов стабилизации пламени в областях, близких к границе пористого тела. В то же время для практического применения, связанного с созданием инфракрасных источников теплового излучения, понимание механизмов стабилизации пламени и оценка радиационных потоков от пористого тела, в котором происходит горение, является важной задачей. Целью данной работы было создание модели фильтрационного горения газов в цилиндрическом пористом теле, в которой учитываются радиационный перенос внутри пористого тела и поток излучения из пористого тела в окружающую среду. Исследование процессов фильтрационного горения газов в рамках такой модели предпринято с целью объяснить повышенное значение теплового потока излучения от горелочного устройства, обнаруженного в экспериментах [5]. При этом выбор цилиндрической формы горелочного устройства обусловлен тем, что в такой горелке стабилизация фронта горения происходит в широком диапазоне скоростей фильтрации свежей смеси за счет расширения газового потока по направлению к выходу [6, 7]. Это позволяет детально исследовать влияние радиационного теплопереноса на характеристики стационарной волны горения в пористом теле.

В рамках предложенной модели рассмотрена задача о стабилизации волны горения и ее структуре, оценен поток излучения из пористого тела в зависимости от расхода газа. Проведено сравнение полученных решений с решениями задачи в традиционной постановке [6], в которой учитывается поток излучения, исходящий только с поверхности пористого тела.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ 1

Схема горелочного устройства изображена на рис. 1. Пористая горелка представляет собой полый цилиндр с внутренним радиусом r_0 и внешним r_1 . Пространство между r_0 и r_1 заполнено пористой средой. Предварительно перемешанная газовая смесь подается во внутреннюю часть цилиндра. Горение происходит внутри пористого тела, а продукты выходят с внешней стороны цилиндрической горелки. Задача горения газов в цилиндрической пористой горелке

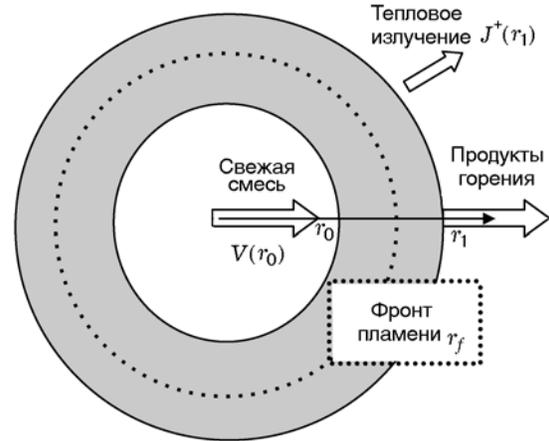


Рис. 1. Схема горения предварительно перемешанной смеси газов в цилиндрической пористой горелке

была решена в рамках одномерной двухтемпературной термодиффузионной модели, в которой, кроме кондуктивного теплообмена, учитывается также радиационный теплообмен внутри пористого тела. Механизм лучистого теплообмена внутри пористой горелки описывается уравнением переноса излучения в рамках приближения Эддингтона [7]. Стационарные уравнения переноса тепла по газу и по твердому телу, уравнение для концентрации горючего и уравнение переноса излучения в безразмерном виде имеют следующий вид:

$$V(r) \frac{dT}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) - \Omega_g(T - \Theta) + (1 - \sigma_0)W(T, C), \quad (1)$$

$$\frac{k}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\Theta}{dr} \right) + \Omega_s(T - \Theta) + \Omega_R(U_r - 2\Theta^4) = 0, \quad (2)$$

$$V(r) \frac{dC}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dC}{dr} \right) - W(T, C), \quad (3)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dU_r}{dr} \right) = \mu^2(U_r - 2\Theta^4). \quad (4)$$

Здесь r — безразмерная пространственная координата, измеряемая в единицах тепловой толщины $l_{th} = \lambda_g / \rho_g c_p g U_b$, где λ — температуропроводность, ρ — плотность, c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, U_b —

адиабатическая скорость горения ламинарного плоского пламени. Индексы g и s относятся соответственно к газу и твердой стенке пористого тела. Концентрация недостающего компонента смеси C измеряется в единицах Y_0 — массовой доли горючего в свежей смеси. Температура стенок канала Θ и газа T измеряется в единицах адиабатической температуры горения T_b ; $\sigma_0 = T_0/T_b$ — безразмерная начальная температура газа. Величина U_r пропорциональна плотности теплового излучения и измеряется в единицах $\sigma_{\text{SB}}T_b^4$, где σ_{SB} — постоянная Стефана — Больцмана. Считается, что расходование недостающего компонента горючей смеси и тепловыделение происходят в ходе одноступенчатой необратимой химической реакции вида $W(T, C) = KC \exp(N(1 - 1/T))$, где $N = E/(RT_b)$, R — универсальная газовая постоянная, E — энергия активации, K — предэкспонент. Скорость потока газа V измеряется в единицах адиабатической скорости распространения пламени U_b и зависит от пространственной координаты следующим образом: $V(r) = V_0 r_0/r$, где $V_0 = V(r_0)$ — входная начальная безразмерная скорость смеси. Это соотношение описывает изменение скорости газа в цилиндрической горелке и следует из уравнения сохранения массы в приближении постоянной плотности газа. $Le = \lambda_g/\rho_g c_{pg} D$ — число Льюиса; $k = \lambda_s \rho_g c_{pg}/(\lambda_g \rho_s c_{ps})$ — отношение коэффициентов температуропроводности твердой и газовой фаз. Безразмерные параметры теплообмена: $\Omega_g = 2\text{Nu}/\text{Pe}^2$ и $\Omega_s = \omega \Omega_g$, где $\omega = d_p \rho_g c_{pg}/(d_s \rho_s c_{ps})$ связаны с числом Пекле $\text{Pe} = U_b d_p \rho_g c_{pg}/\lambda_g$ и числом Нуссельта $\text{Nu} = \alpha d_p/\lambda_g$, α — коэффициент ньютоновского теплообмена, d_p — средний размер межпорового пространства. В работе рассматривается случай $m = 0.5$, $\text{Nu} = 4$. В отличие от традиционной диффузионно-тепловой модели фильтрационного горения газов [8] и модели горения в узких каналах [9], в данной модели учитывается радиационный теплоперенос внутри пористого тела. Коэффициент Ω_R , отвечающий за прогрев стенки за счет переноса теплового излучения, имеет вид $\Omega_R = \mu \sigma_{\text{SB}} T_b^3 / (\rho_s c_{ps} U_b)$. Здесь μ — коэффициент поглощения излучения в пористой среде, который был аппроксимирован следующим образом: $\mu = (1 - m)/d_p$, где m — пористость среды. В модели пренебрегается излучением газа из-за доминирующего содержания N_2 в бедной метановоздушной газовой смеси. Эмиссионные характеристики N_2

пренебрежимо малы в сравнении с излучательной способностью твердого тела [10].

Для системы уравнений (1)–(3) использовались следующие граничные условия: на входе (r_0):

$$\begin{aligned} T(r_0) = \sigma_0; \quad C(r_0) = 1; \quad \Theta(r_0) = \sigma_0; \\ U_r(r_0) = 2\sigma_0^4; \end{aligned} \quad (5)$$

на выходе (r_1):

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dr}(r_1) = 0; \quad \frac{dC}{dr}(r_1) = 0; \quad U(r_1) = J^+(r_1) + \sigma_0^4; \\ \frac{d\Theta}{dr}(r_1) = -\frac{\Omega_R}{k} J^+(r_1) + a\sigma_0^4. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь $J^+(r_1) = \mu \int_{r_0}^{r_1} \Theta^4(\xi) \exp[-\mu(r_1 - \xi)] d\xi$ — интегральный поток излучения из горелки во внешнюю среду на правой границе, $a = \mu \sigma_{\text{SB}} T_b^3 l_{\text{th}}/\lambda_s$.

Граничные условия для температуры стенки Θ и излучения U_r на правой границе r_1 выведены из соображений сохранения теплового баланса на поверхности горелки. Граничные условия (5) не учитывают подогрева горючей смеси пористым телом на левой границе расчетной области, так как основной интерес представляли режимы горения, при которых пламя стабилизируется на достаточном удалении от левой границы. При стабилизации фронта пламени вдали от входа в горелку ($r_f > 300$) перенос тепла излучением и радиационные теплотери с правой границы оказывают сильное влияние на процесс горения. Численное моделирование показало, что при стабилизации пламени в области $r_f > 300$ тепловой поток по каркасу равен нулю в достаточно широкой области (не менее 30 тепловых толщин), прилегающей ко входу в горелку.

В настоящей работе процесс фильтрационного горения газов в цилиндрической горелке описывался в рамках классической двухтемпературной диффузионно-тепловой модели, в которой не учитывается влияние температурного градиента на изменение плотности газа. Для проверки влияния теплового расширения газа на основные характеристики волны горения, исследуемые в настоящей работе, было проведено сравнение результатов численного моделирования адиабатической задачи о горении газов в цилиндрической пористой горелке в рамках двухтемпературной диффузионно-тепловой модели (уравнения (1)–(3)) и в рамках

модели, учитывающей зависимость плотности газа от температуры, описываемую уравнениями (1)–(3), в которых скорость потока газа $V(r)$ определялась по формуле $V(r) = V_0 r_0 T(r) / r T_0$. Данная формула следует из закона сохранения массы $\rho V r = \text{const}$ и уравнения состояния идеального газа $\rho = p / RT$, где давление полагается постоянным. Обнаружено отличие профилей температуры газа и твердой фазы, рассчитанных в рамках указанных моделей. При этом отличие основных характеристик волны горения, таких как нормальная скорость пламени, положение фронта пламени и температура газа на фронте, не превысило 4 %. Результаты данного сравнения показывают, что учет теплового расширения газа не приводит к качественному изменению результатов, представленных в работе.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ 2

Схема горения газов в цилиндрической горелке для модели 2 совпадает со схемой модели 1 (см. рис. 1). Задача о горении предварительно перемешанной смеси газов в цилиндрической горелке из инертного пористого материала решалась в рамках традиционной одномерной двухтемпературной диффузионно-тепловой модели [1]. В отличие от модели 1 радиационный теплоперенос по пористому каркасу не учитывался, но принимались во внимание радиационные теплопотери в окружающую среду с внешней поверхности горелки (r_1). В рамках модели 2 безразмерные стационарные уравнения, описывающие перенос тепла по газу, по твердому телу, и уравнение для концентрации горючего имеют следующий вид:

$$V(r) \frac{dT}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) - \Omega_g(T - \Theta) + (1 - \sigma_0)W(T, C), \quad (7)$$

$$\frac{k}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\Theta}{dr} \right) + \Omega_s(T - \Theta) = 0, \quad (8)$$

$$V(r) \frac{dC}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dC}{dr} \right) - W(T, C). \quad (9)$$

Для системы уравнений (7)–(9) использовались следующие граничные условия: на входе (r_0):

$$T(r_0) = \sigma_0; \quad C(r_0) = 1; \quad \Theta(r_0) = \sigma_0; \quad (10)$$

на выходе (r_1):

$$\begin{aligned} \frac{dC}{dr}(r_1) &= 0; & \frac{dT}{dr}(r_1) &= 0; \\ \frac{d\Theta}{dx}(r_1) &= -a[\Theta^4(r_1) + \sigma_0^4]. \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь $a = \mu \sigma_{\text{SB}} T_b^3 l_{\text{th}} / \lambda_s$.

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД

Стационарная задача горения предварительно перемешанной смеси газов в цилиндрической пористой горелке решалась численно в рамках моделей 1 и 2. Использовалась конечно-разностная схема 2-го порядка точности по пространству. Для поиска стационарных решений применялся итерационный метод. Для скорости фильтрации свежей смеси $V(r_0) = 7$ сходимость схемы исследовали на наборе сеток с количеством узлов, последовательно увеличивающимся от 500 до 40 000. Для сеток с числом узлов в диапазоне $10\,000 \div 40\,000$ отличие в положении фронта пламени составляло не более 0.05 %, поэтому все дальнейшие расчеты проводили на сетке с разрешением 10 000 узлов.

В связи с тем, что описанный выше метод решения стационарной задачи не позволяет описывать неустойчивые и квазистационарные режимы горения, а также в целях дополнительной верификации модели были численно исследованы решения нестационарной задачи. При рассмотренных в работе условиях в рамках нестационарной постановки задачи не обнаружено неустойчивых и квазистационарных режимов горения. Найдено, что стационарное решение, полученное в рамках нестационарной задачи, совпадает с решением стационарной задачи методом итераций с погрешностью менее 1 %. Из-за большого характерного времени прогрева твердого каркаса и установления стационарной волны горения (≈ 10 мин физического времени) вычислительные затраты при моделировании нестационарной задачи составляли ≈ 10 ч. Использование итерационного метода решения стационарной задачи позволяет сократить время вычислений до ≈ 1 ч, что существенно упрощает детальное рассмотрение задачи.

Для верификации численного метода нахождения стационарных решений был вычислен интеграл энергии на основании системы

уравнений (1)–(4) с учетом граничных условий (5), (6):

$$r_0 V(r_0) (T(r_1) - 1) = \frac{r_1 \Omega_g}{\Omega_s} \left(k \frac{d\Theta}{dr} (r_1) + \frac{\Omega_R}{\mu^2} \frac{dU_r}{dr} (r_1) \right). \quad (12)$$

С использованием уравнения (12) на каждом итерационном шаге в процессе численного моделирования вычислялась температура газа на правой границе области ($T(r_1)$). Разница значений температуры, вычисленных на основании интеграла энергии (12) и путем численного моделирования, уменьшается при увеличении количества итераций и составляет не более 0.5 % при числе итераций, превышающем 5 000.

Было исследовано также выполнение теплового баланса (12) в зависимости от количества узлов расчетной сетки и показано, что с увеличением количества узлов разность между значениями температуры на правой границе, вычисленным из интеграла энергии (12) и рассчитанным итерационным методом, уменьшается и при числе узлов 10 000 не поднимается выше 1.5 %.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

На рис. 2 приведены характерные распределения температуры газа и твердого каркаса, рассчитанные в рамках моделей 1 и 2. Для модели 1 приведен также профиль плотности излучения U_r (кривая 3 на рис. 2,а). Из рисунка видно, что ширина зоны предподогрева и максимальная температура стенки перед фронтом пламени больше при учете радиационного теплопереноса (модель 1). За счет этого достигается более высокая температура газа на фронте горения в случае учета лучистого теплопереноса. На рис. 3 построены зависимости максимальной температуры газа от скорости фильтрации, рассчитанные в рамках моделей 1 (кривая 1) и 2 (кривая 2). Видно, что максимальная температура газа в 1.1 раза выше при учете радиационного теплопереноса. Максимальная температура горения наблюдается при стабилизации пламени в центральной части горелки. Температура газа на фронте пламени убывает при приближении зоны стабилизации фронта пламени ко входу и выходу из горелки. Это можно объяснить тем, что вблизи

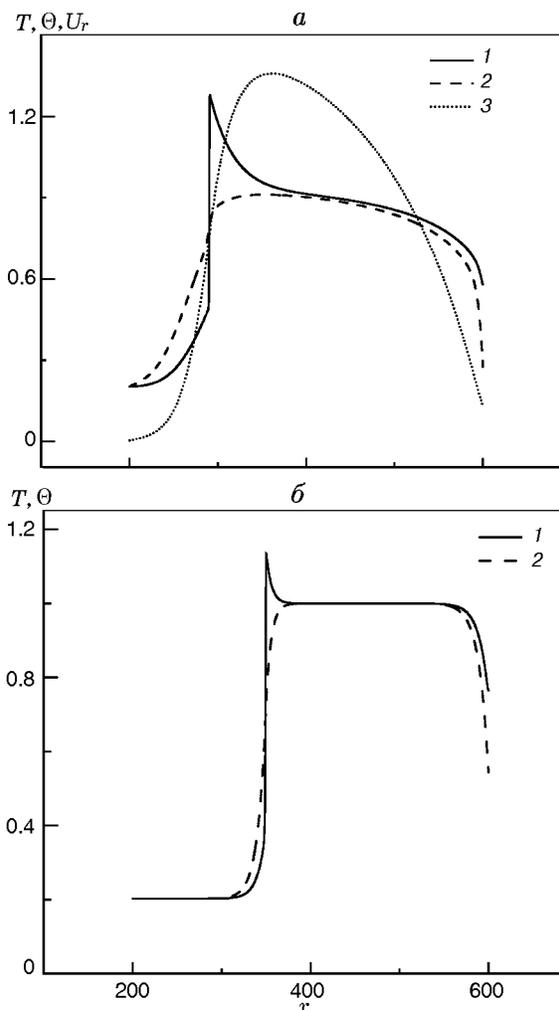


Рис. 2. Профиль температуры газа (1) и стенки (2) в случае решения задачи в рамках моделей 1 (а) и 2 (б):

3 — распределение плотности излучения, $V(r_0) = 7.5U_b$ (а), $4.2U_b$ (б)

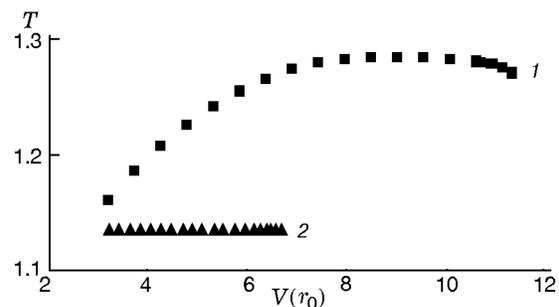


Рис. 3. Зависимость температуры газа на фронте горения от скорости фильтрации свежей смеси, рассчитанная по моделям 1 (1) и 2 (2)

центральной части горелки реализуются оптимальные условия теплообмена между газом и твердым каркасом. При стабилизации пламени вблизи выхода стенка прогревается значительно меньше за счет увеличенных радиационных теплопотерь во внешнюю среду.

На рис. 4 приведены зависимости радиуса стабилизации фронта пламени от скорости фильтрации газа. Положение фронта пламени определялось как положение максимума скорости химической реакции $W(T, C)$. Максимальная температура газа достигалась на фронте пламени. Радиус фронта пламени (r_f), стабилизированного внутри пористой среды, может принимать значения в диапазоне $r_0 < r_f < r_1$. Из рис. 4 видно, что в случае учета переноса тепловой радиации пламя стабилизируется в более широком диапазоне скоростей подачи свежей смеси. Это можно объяснить тем, что благодаря лучистому теплопереносу увеличивается ширина зоны подогрева (см. рис. 2, *a*), вследствие чего температура на фронте горения и нормальная скорость пламени возрастают.

На рис. 5 показана зависимость теплового потока излучения из горелки от скорости фильтрации свежей смеси. В случае решения задачи с учетом радиационного теплопереноса (модель 1) строили зависимость интегрального лучистого потока во внешнюю среду на правой границе $J^+(r_1)$ (кривая 1), в случае решения традиционной задачи горения газов в пористой среде (модель 2) — зависимость теплового потока излучения в окружающую сре-

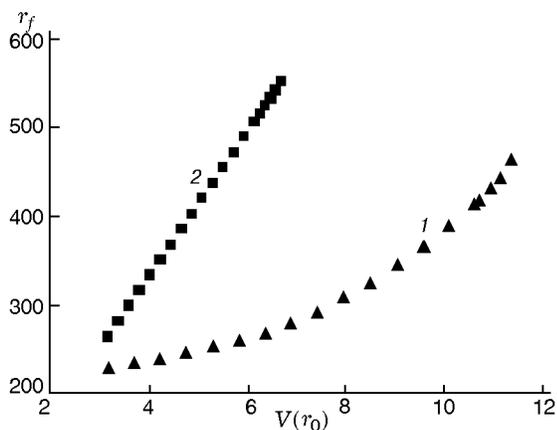


Рис. 4. Зависимость радиуса фронта пламени от скорости фильтрации свежей смеси, рассчитанная по моделям 1 (1) и 2 (2)

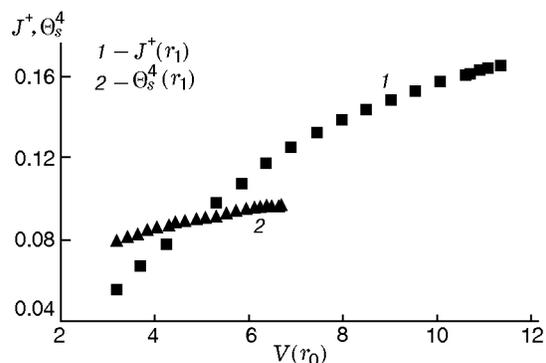


Рис. 5. Зависимость интегрального лучистого потока в окружающую среду на правой границе (модель 1, точки 1) и зависимость теплового потока излучения с внешней границы (модель 2, точки 2) от скорости фильтрации свежей смеси

ду с внешней поверхности горелки (кривая 2). Видно, что, если пламя стабилизируется вблизи выхода из горелки, интегральный тепловой поток излучения во внешнюю среду $J^+(r_1)$ в 1.3 раза превосходит лучистый поток с поверхности правой границы. Повышенное значение тепловой радиации можно объяснить тем, что тепловое излучение выходит не только с поверхности пористой горелки, но и с внутренних приповерхностных слоев пористого тела за счет радиационного теплопереноса. При этом доля теплового излучения из внутренних слоев зависит от радиуса фронта пламени и увеличивается при стабилизации пламени вблизи выхода из горелки. Показано, что температура стенки на правой границе (r_1) в расчете по модели 2

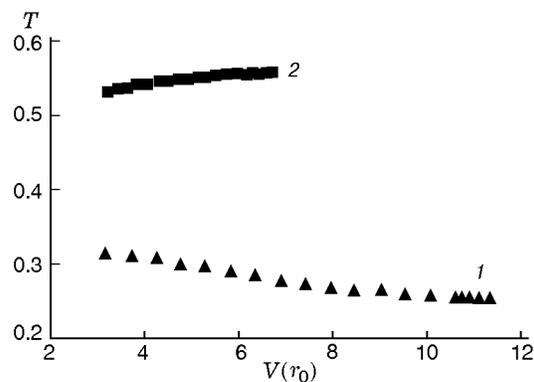


Рис. 6. Температура стенки на правой границе r_1 в зависимости скорости фильтрации свежей смеси, полученная по моделям 1 (1) и 2 (2)

выше, чем по модели 1, при одинаковых скоростях фильтрации свежей смеси (рис. 6). Это может быть обусловлено уменьшением температуры близких к поверхности слоев пористого тела за счет радиационного теплопереноса. Полученные результаты качественно согласуются с экспериментальными данными и объясняют повышенный уровень радиации от пористой горелки в экспериментах [5], а также согласуются с результатами численного моделирования в работе [11], где предложена математическая модель, представляющая пористую среду в виде набора микроканалов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе предложена одномерная математическая модель для описания фильтрационного горения предварительно перемешанной смеси газов в цилиндрической пористой горелке с учетом радиационного теплопереноса. Задача рассмотрена в двух постановках. В первом случае в модели учитывался радиационный теплоперенос внутри пористого каркаса в рамках приближения Эддингтона [7], а также выход излучения с поверхности горелки. Во втором случае использовалась традиционная модель фильтрационного горения газов [1] с учетом радиационных теплопотерь только с внешней поверхности горелки.

На основе сравнения результатов численного моделирования, полученных по двум моделям, показано, что радиационный теплообмен оказывает значительное влияние на распространение и стабилизацию фильтрационной волны горения. За счет лучистого теплопереноса достигается увеличение ширины зоны прогрева каркаса, максимальной температуры пористой среды перед фронтом горения и вследствие этого увеличение температуры на фронте пламени. Для модели с радиационным переносом внутри пористой среды стабилизация фронта пламени происходит в более широком диапазоне скоростей фильтрации.

Получены зависимости радиационных потоков из горелки от скорости фильтрации газовой смеси. Модель с радиационным переносом внутри пористого тела предсказывает больший поток излучения, чем традиционная модель с лучистыми теплопотерями только с внешней поверхности горелки. Показано, что повышенное значение радиационного потока обусловлено тепловым излучением не только с поверхности пористой горелки, но и из внутренних при-

поверхностных слоев пористого тела. Интенсивность потока теплового излучения из внутренних слоев зависит от радиуса стабилизации пламени, и максимум достигается при стабилизации пламени вблизи выхода из горелки. Полученные результаты качественно согласуются с экспериментальными данными и позволяют объяснить повышенный уровень радиации от пористой горелки, зарегистрированный в экспериментах [5].

Авторы благодарны А. С. Мазному и А. И. Кирдяшкину (ОСМ ТНЦ СО РАН, Томск) за ценные замечания и обсуждение представленной работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Лаевский Ю. М., Бабкин В. С.** Фильтрационное горение газа // Распространение тепловых волн в гетерогенных средах / под ред. Ю. Ш. Матроса. — Новосибирск: Наука, 1988.
2. **Howell J. R., Hall M. J., Ellzey J. L.** Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media // Prog. Energy Combust. Sci. — 1996. — V. 22. — P. 122–145.
3. **Kennedy L. A., Saveliev A. V.** Superadiabatic combustion in porous media: Wave propagation, instabilities, new type of chemical reactor // Intern. J. Fluid Mech. Res. — 1995. — V. 22, iss. 2. — P. 1–26.
4. **Левин А. М., Малая Е. М., Родин А. К., Дребенцов В. Д.** Статистические и динамические характеристики высокотемпературных излучателей // Теория и практика сжигания газов. Т. VI. — Л.: Недра, 1975. — С. 357–363.
5. **Кирдяшкин А. И., Орловский В. М., Соснин Э. А., Тарасенко В. Ф., Гуцин А. Н., Панарин В. А.** Энергетические и спектральные характеристики излучения в процессе фильтрационного горения природного газа // Физика горения и взрыва. — 2010. — Т. 46, № 5. — С. 37–41.
6. **Какуткина Н. А., Бабкин В. С.** Характеристики стационарных сферических волн горения газа в инертных пористых средах // Физика горения и взрыва. — 1998. — Т. 34, № 2. — С. 9–19.
7. **Dobrego K. V., Zhdanok S. A., Futko S. I.** Effect of porous media transparency on spherical and cylindrical filtrational combustion heaters performance // Intern. J. Heat and Mass Transfer. — 2000. — V. 43. — P. 3469–3480.
8. **Бабкин В. С., Дробышевич В. И., Лаевский Ю. М., Попытняков Ю. М.** Фильтрационное горение газов // Физика горения и взрыва. — 1983. — Т. 19, № 2. — С. 17–26.
9. **Минаев С. С., Бабкин В. С.** Распространение пламени в канале переменного сечения

- при фильтрации газа // Физика горения и взрыва. — 2001. — Т. 37, № 1. — С. 16–24.
10. **Гейдон А.** Спектроскопия и теория горения. — М.: Изд-во иностр. лит., 1950.
11. **Палесский Ф. С., Минаев С. С., Фурсенко Р. В., Баев В. К., Кирдяшкин А. И., Ор-**

ловский В. М. Моделирование горения предварительно перемешанных смесей газов в расширяющемся канале с учетом радиационных тепловпотерь // Физика горения и взрыва. — 2011. — Т. 48, № 1. — С. 21–27.

*Поступила в редакцию 18/XI 2013 г.,
в окончательном варианте — 20/V 2014 г.*
