

УДК 532.546

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ ГАЗОВОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРИСТЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В.А. Левин¹, Н.А. Луценко¹

¹ *Институт автоматики и процессов управления ДВО РАН, Владивосток, Россия*
nickl@inbox.ru

Исследуется движение газа через пористые тепловыделяющие объекты, которые могут возникать при природных или техногенных катастрофах. Для моделирования нестационарных одномерных и двумерных течений газа через такие объекты предложена математическая модель и разработан оригинальный численный метод, основанный на комбинации явных и неявных конечно-разностных схем. Описано явление бифуркации стационарного решения при движении газа через пористую тепловыделяющую среду. Показана возможность неограниченного разогрева пористого тепловыделяющего объекта при докритических краевых условиях, приводящая к перегреву и разрушению пористого объекта при условиях, удовлетворяющих критерию стационарности. Исследованы режимы охлаждения некоторых пористых объектов.

Введение.

Многие природные или техногенные катастрофы приводят к возникновению очагов энерговыделения. Такие источники тепла часто появляются в пористых средах, к которым можно отнести завалы разрушенных зданий, грунты и горные породы и т. д. Учитывая высокую потенциальную опасность подобных объектов, необходимо уметь ликвидировать такие очаги тепловыделения. Пример аварийного энергоблока Чернобыльской АЭС показал, что единственно приемлемым средством противодействия катастрофе может оказаться газовое (воздушное) охлаждение таких источников тепла [1]. Эмпирическое моделирование охлаждения очагов энерговыделения крайне затруднительно с точки зрения практической реализации и очень дорогостояще, поэтому для этих целей естественно применять математическое моделирование с использованием методов механики гетерогенных (многокомпонентных) сред.

Настоящая работа посвящена исследованию нестационарных режимов газового охлаждения пористых элементов с выделением тепла. Для изучения таких процессов предложена математическая модель двух взаимодействующих взаимопроникающих континуумов [2], которая включает в себя уравнения неразрывности, движения, энергии и состояния для каждой фазы. Показано, что при моделировании движения газа через пористую тепловыделяющую среду необходимо учитывать температурную зависимость его вязкости. Для исследования одномерных и плоских (двумерных) нестационарных режимов охлаждения пористых элементов с выделением тепла предложен эффективный оригинальный численный метод, основанный на комбинации явных и неявных конечно-разностных схем. Описано явление неограниченного разогрева пористого тепловыделяющего элемента при докритических краевых условиях, приводящее к перегреву и разрушению такого объекта при условиях, удовлетворяющих критерию стационарности. Показано влияние формы тепловыделяющего элемента на процесс его охлаждения. Проанализировано влияние некоторых параметров тепловыделяющей зоны на разогрев пористого элемента.

Математическая модель и численный метод.

Пористый тепловыделяющий элемент высотой H предполагается однородным и неподвижным, с боков ограничен нетеплопроводными стенками, а сверху и снизу открыт (рис.1). В его нижнюю часть под давлением подается холодный газ, который движется снизу вверх через пористую среду, нагреваясь в результате теплообмена, и вытекает в свободное пространство с заданным давлением.

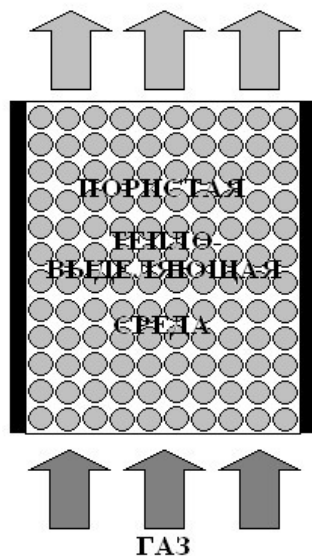


Рис. 1. Пористый тепловыделяющий элемент.

Модель строится в рамках модели двух взаимодействующих взаимопроникающих континуумов [2]. Для описания динамики газа используется уравнение сохранения импульса для пористых сред, которое является более корректным, чем классическое уравнение Дарси, и может применяться при достаточно больших числах Рейнольдса. Будем считать, что процесс тепловыделения в твердой фазе происходит в результате протекания «химической» реакции, тепловыделение прямо пропорционально концентрации реагирующего вещества C , скорость убывания которой прямо пропорциональна самой концентрации, объем и масса конденсированной фазы изменяются незначительно и этими изменениями можно пренебречь. Предположим, что интенсивность межфазового теплообмена пропорциональна разности фазовых температур в рассматриваемой точке среды, для газа справедливо уравнение состояния совершенного газа. Учитывая в уравнениях энергии фаз теплопроводность и работу внутренних сил в газе, запишем в декартовых координатах систему уравнений, моделирующую нестационарное течение газа через пористый тепловыделяющий элемент:

$$\begin{aligned}
 (1-a)\rho_c c_c \frac{\partial T}{\partial t} &= -\alpha(T - T_g) + Q_0(1-a)C + (1-a)\lambda \sum_i \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}, \\
 a\rho c_p \left(\frac{\partial T_g}{\partial t} + v_{gi} \frac{\partial T_g}{\partial x_i} \right) &= \alpha(T - T_g) + a \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v_{gi} \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) + a^2 \frac{\mu}{k_1} \sum_i v_{gi}^2 + a \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x_i} \right), \\
 \rho(1 + \chi(1-a)) \left(\frac{\partial v_{gi}}{\partial t} + v_{gj} \frac{\partial v_{gi}}{\partial x_j} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho g_i - a \frac{\mu}{k_1} v_{gi}, \quad \frac{\partial a\rho}{\partial t} + \frac{\partial a\rho v_{gi}}{\partial x_i} = 0, \\
 p &= \rho R T_g, \quad \frac{\partial C}{\partial t} = -k_2 C.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь и далее a – пористость, c_c – теплоемкость конденсированной фазы, c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении, g – ускорение силы тяжести, k_1 – коэффициент проницаемости конденсированной фазы, k_2 – коэффициент, определяющий уменьшение тепловыделения, p – давление газа, Q_0 – константа, определяющая интенсивность тепловыделения, R – газовая постоянная, t – время, T – температура конденсированной фазы, T_g – температура газа, x – Эйлера координата, v_g – скорость газа, α – константа, определяющая интенсивность межфазового теплообмена, λ – теплопроводность конденсированной фазы, λ_g – теплопроводность газа, μ – динамическая вязкость газа, ρ – плотность газа, ρ_c – плотность конденсированной фазы, χ – коэффициент присоединенной массы, учитывающий инерционное взаимодействие фаз при их ускоренном относительном движении. Индексы i, j – номера декартовых координат (для двумерного случая: 1 – горизонтальная, 2 – вертикальная), по повторяющимся индексам происходит суммирование.

При исследовании неизотермической фильтрации жидкости динамическая вязкость, как правило, полагается зависящей от температуры [3], однако при моделировании неизотермической фильтрации газа вязкость часто принимается постоянной. В [4, 5] показано, что при моделировании движения газа через пористую тепловыделяющую среду необходимо учитывать температурную зависимость вязкости газа. Далее будем считать, что динамическая вязкость газа зависит от температуры по формуле Сазерленда, а теплопроводность газа пропорциональна его вязкости:

$$\mu = c_{s1} \frac{T_g^{1.5}}{c_{s2} + T_g}, \quad \lambda_g = \frac{c_p}{Pr} \mu, \quad \text{где } Pr - \text{число Прандтля для газа.}$$

Введем обозначение: $u = av_g$ – скорость фильтрации газа. Из последнего уравнения системы (1) найдем выражение для концентрации реагирующего вещества: $C = \exp(-k_2 t)$. Далее введем безразмерные переменные следующим образом: $x = H \tilde{x}$, $t = t^* \tilde{t}$, $u = u^* \tilde{u}$, где t^* и u^* – характерные значения времени и скорости фильтрации газа; $p = p^* \tilde{p}$, $\rho = \rho^* \tilde{\rho}$, $T = T^* \tilde{T}$, $T_g = T^* \tilde{T}_g$, где p^*, ρ^*, T^* – давление, плотность, температура газа при «нормальных» условиях. Будем использовать следующие параметры подобия:

$$Sh = \frac{u^* t^*}{H}, \quad St_1 = \frac{\alpha H}{\rho_c c_c u^*}, \quad St_2 = \frac{\alpha H}{\rho^* c_p u^*}, \quad Eu = \frac{p^*}{\rho^* u_*^2}, \quad Ec = \frac{u_*^2}{c_p T^*},$$

$$Re = \frac{\rho^* u^* H}{c_{s1} \sqrt{T^*}}, \quad Pe_1 = \frac{u^* \rho_c c_c H}{\lambda}, \quad Pe_2 = \frac{u^* \rho^* H}{c_{s1} \sqrt{T^*}} Pr, \quad Fr = \frac{u_*^2}{gH},$$

$$\pi = \frac{k_1}{H^2}, \quad \tilde{Q} = \frac{Q_0 t^*}{\rho_c c_c T^*}, \quad \varepsilon = k_2 t^*, \quad \tilde{c}_{s2} = \frac{c_{s2}}{T^*}.$$

Заметим, что так как теплопроводность газа мала, то $Pe_2 \gg 1$ и слагаемым, его содержащим, можно пренебречь. Для случая, когда все параметры состояния модели зависят от двух декартовых координат, перепишем систему (1) в безразмерных переменных, опустив тильду:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial t} &= -\frac{Sh St_1}{1-a}(T-T_g) + Q \exp(-\varepsilon t) + \frac{Sh}{Pe_1} \sum_i \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}, \\
\rho \left(\frac{\partial T_g}{\partial t} + \frac{Sh}{a} u_i \frac{\partial T_g}{\partial x_i} \right) &= \frac{Sh St_2}{a}(T-T_g) + Eu Ec \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{Sh}{a} u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) + \frac{Sh Ec}{a Re \pi} \sum_i u_i^2 \frac{T_g^{1.5}}{\hat{c}_{s2} + T_g}, \\
\frac{1 + \chi(1-a)}{a} \rho \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + \frac{Sh}{a} u_i \frac{\partial u_1}{\partial x_i} \right) &= -Eu Sh \frac{\partial p}{\partial x_1} - \frac{Sh}{Re \pi} u_1 \frac{T_g^{1.5}}{\hat{c}_{s2} + T_g}, \\
\frac{1 + \chi(1-a)}{a} \rho \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} + \frac{Sh}{a} u_i \frac{\partial u_2}{\partial x_i} \right) &= -Eu Sh \frac{\partial p}{\partial x_2} - \frac{Sh}{Fr} \rho - \frac{Sh}{Re \pi} u_2 \frac{T_g^{1.5}}{\hat{c}_{s2} + T_g}, \\
\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{Sh}{a} \frac{\partial p u_i}{\partial x_i} &= 0, \quad p = \rho T_g.
\end{aligned} \tag{2}$$

На входе в пористый элемент известны температура газа и давление. На выходе известно давление, так как истечение газа происходит в открытое пространство. Известны также условия теплообмена на входе и выходе из пористого элемента и на ограничивающих непроницаемых стенах. Отличительной особенностью модели является то, что расход и скорость фильтрации газа на входе в пористый элемент неизвестны и должны определяться при решении задачи. Таким образом, краевые условия для системы (2) имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
p|_{x_2=0} &= p_0(t), \quad T_g|_{x_2=0} = T_{g0}(t), \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x_2} \right|_{x_2=0} = Bi(T|_{x_2=0} - T_{g0}), \quad u_1|_{x_2=0} = 0, \\
p|_{x_2=1} &= p_h, \quad \left. \frac{\partial T_g}{\partial x_2} \right|_{x_2=1} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x_2} \right|_{x_2=1} = Bi(T_g|_{x_2=1} - T|_{x_2=1}), \\
\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{x \in G} &= 0, \quad \left. \frac{\partial T_g}{\partial n} \right|_{x \in G} = 0, \quad u_n|_{x \in G} = 0, \quad \text{где } Bi = \beta H / \lambda.
\end{aligned} \tag{3}$$

Здесь G – поверхность боковых стен, n – нормаль к поверхности боковых стен, $Bi = \beta H / \lambda$, где β – коэффициент теплоотдачи.

Для решения системы (2) необходимо также задать значения искомых величин в начальный момент времени.

Система уравнений (2), моделирующая нестационарное движение газа через пористый тепловыделяющий элемент, является нелинейной гиперболически-параболической системой уравнений и в общем случае не может быть решена аналитически. Граничные условия в задачах данного класса существенно отличаются от условий в классических задачах механики многокомпонентных сред, что затрудняет применение здесь широко известных конечно-разностных схем. Поэтому для исследования нестационарных режимов охлаждения пористого элемента с выделением тепла разработан оригинальный численный метод, основанный на комбинации явных и неявных конечно-разностных схем. Уравнения энергии и сохранения импульса преобразовываются в явные конечно-разностные уравнения, из которых определяются температура газа, температура твердой среды и скорость фильтрации газа. Уравнение неразрывности преобразовывается в неявное конечно-разностное уравнение, из которого с учетом уравнения состояния совершенного газа определяется давление газа. Плотность газа определяется из уравнения состояния совершенного газа. Разработанный численный метод для решения одномерных задач подробно изложен в

[4, 6], для двумерных задач – в [6, 7]. Достоинством предложенного численного метода является отсутствие необходимости решения сложных систем алгебраических уравнений, благодаря чему возможно легкое и эффективное распараллеливание алгоритма.

Влияние температурной зависимости вязкости газа на решение. Одномерные режимы газового охлаждения пористых элементов.

При моделировании неизоэнтальной фильтрации газа вязкость обычно принимается постоянной. Однако в [4, 5] показано, что при моделировании движения газа через пористую тепловыделяющую среду необходимо учитывать температурную зависимость вязкости газа. В стационарном одномерном случае система (2) сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, которую несложно решить численно-аналитически, используя метод Рунге-Кутты. Сравнивая полученное решение с результатом при постоянной динамической вязкости [8, 9], можно увидеть значительные различия. В первом случае наблюдается более сильный разогрев, скорость фильтрации существенно ниже, расход газа $q = \rho u$ намного меньше, чем в случае постоянной вязкости. Это можно объяснить тем, что при учете зависимости вязкости газа от температуры её среднее значение оказывается выше, поэтому возрастает суммарная сила трения и вследствие этого падает скорость газа.

В [8, 9] показано, что существует критическое значение давления газа на входе в тепловыделяющий элемент, ниже которого стационарного режима охлаждения не существует. Для случая постоянной динамической вязкости это значение достигается при нулевом расходе газа. При учете зависимости вязкости газа от температуры по формуле Сазерленда критическое значение давления газа на входе в элемент достигается не при нулевом расходе газа. Кроме этого существуют два стационарных режима охлаждения: одному и тому же значению давления газа на входе в элемент соответствует два значения расхода газа. Это наглядно демонстрирует рис. 2, на котором показан пример зависимости расхода газа от его давления на входе в тепловыделяющий элемент для случая как переменной вязкости газа (сплошная линия), так и постоянной (штриховая линия). Здесь и далее все графики построены в безразмерных переменных при следующих значениях:

$$H = 10 \text{ м}, \quad t_* = 1 \text{ с}, \quad u_* = 1 \text{ м/с}, \quad T_* = 300 \text{ К}, \quad p_* = 10^5 \text{ Па}, \quad \rho_* = 1.2 \text{ кг/м}^3.$$

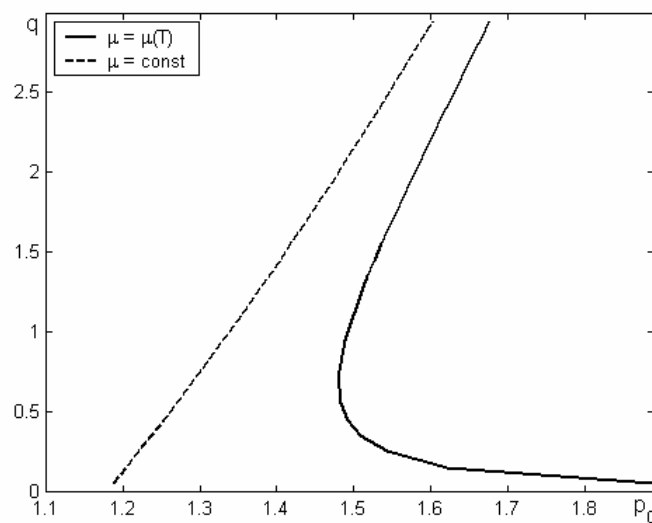


Рис. 2. Зависимость расхода газа от его давления на входе в элемент.

Для анализа устойчивости стационарных режимов система (2) с краевыми условиями (3) решается методом конечных разностей [4, 6] при условии постоянства давления и температуры газа на входе в элемент. Оказывается, что стационарный режим охлаждения, соответствующий меньшему расходу газа при заданном давлении газа на входе в элемент, является неустойчивым, а стационарный режим, соответствующий большему расходу газа при заданном давлении газа на входе в элемент, является устойчивым. Из неустойчивого стационарного режима охлаждения система либо медленно переходит к устойчивому стационарному режиму, либо неограниченно разогревается. Выбор поведения системы при неустойчивом стационарном режиме зависит от малейшего изменения давления газа на входе в элемент: если давление незначительно уменьшается – происходит неограниченный разогрев, а если незначительно возрастает – переход к устойчивой стационарности.

Переход к режиму неограниченного разогрева при давлении газа на входе выше критического значения можно объяснить следующим образом. При достаточно малом расходе газа происходит значительный нагрев элемента в верхней его части. Ввиду температурной зависимости вязкости она может достичь настолько большого значения в сильно разогретой области, что увеличившаяся сила трения приведет к существенному затруднению течения газа и расход продолжит уменьшаться, а элемент вследствие этого – разогреваться. Таким образом показано, что учет температурной зависимости динамической вязкости при моделировании движения газа через пористую тепловыделяющую среду приводит к бифуркации решения, и поэтому пренебрегать им недопустимо.

Одномерная нестационарная задача о резком сбросе давления газа на входе в тепловыделяющий элемент при установившемся стационарном режиме рассмотрена в [10], о включении принудительной фильтрации в момент начала тепловыделения в твердой фазе – в [5]. Показано, что во всех этих случаях возможен как переход к устойчивому стационарному режиму охлаждения, так и неограниченный разогрев тепловыделяющего элемента, ведущий к плавлению твердой фазы. В [10] также рассмотрена задача о периодическом колебании давления газа на входе в тепловыделяющий элемент. Установлено, что в этом случае все параметры состояния системы также совершают периодические колебания.

Остановимся подробнее на процессе, описанном в [4], при котором система переходит к режиму неограниченного разогрева при условиях, удовлетворяющих критерию стационарности. Рассмотрим следующую одномерную задачу: начальные данные для (2) определяются стационарным режимом охлаждения тепловыделяющего элемента; в начальный момент времени происходит мгновенное понижение давления газа на входе в элемент до закритического значения, при котором не существует стационарного режима охлаждения; через время t_1 устанавливается докритическое давление газа на входе в пористый элемент p_0 , при котором стационарный режим охлаждения существует. С физической точки зрения это соответствует случаю, когда один или несколько вентиляторов, нагнетающих воздух в нижнюю часть тепловыделяющего элемента, выходят из строя на некоторое время, а затем снова включаются. Данная задача решается методом конечных разностей [4, 6]. Оказывается, что в зависимости от времени t_1 и давления p_0 может либо установиться новый стационарный режим охлаждения, либо продолжиться неограниченный разогрев, который приведет к расплавлению твердой фазы и разрушению элемента. Пример такого режима, при котором устанавливается устойчивое стационарное охлаждение, показан на рис. 3, на котором изображен график температуры конденсированной фазы на выходе из элемента (сплошная линия), а также этот параметр, соответствующий

неустойчивому стационарному режиму охлаждения при соответствующем p_0 (штриховая линия).

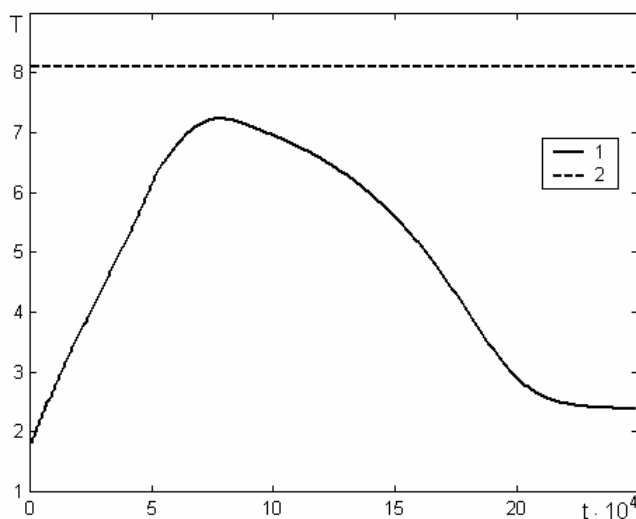


Рис. 3. Температура конденсированной фазы на выходе из элемента: 1 – переход к устойчивому режиму охлаждения, 2 – неустойчивый стационарный режим.

На рис. 4 приведен график температуры конденсированной фазы на выходе из элемента (сплошная линия), а также этот параметр, соответствующий неустойчивому стационарному режиму охлаждения при соответствующем p_0 (штриховая линия) в случае, когда p_0 незначительно меньше рассмотренного выше режима (на 0,01 атм). Несмотря на то, что при таком давлении газа на входе в элемент также существует стационарный режим охлаждения, пористый элемент продолжает неограниченно разогреваться.

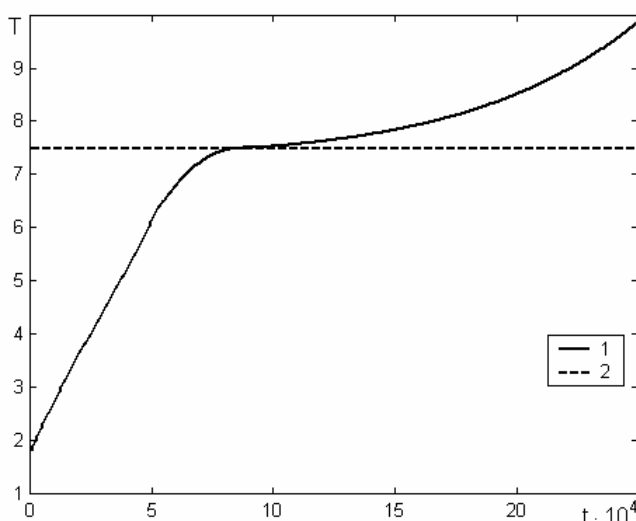


Рис. 4. Температура конденсированной фазы на выходе из элемента: 1 – переход к неограниченному разогреву, 2 – неустойчивый стационарный режим.

Таким образом, показано, что при резком сбросе давления газа на входе в элемент до закритического значения и при дальнейшем установлении докритического

давления газа на входе в элемент возможен как переход к новому стационарному режиму охлаждения, так и неограниченный разогрев элемента.

Двумерные режимы газового охлаждения пористых тепловыделяющих элементов.

Система конечно-разностных уравнений, предложенная в [6, 7], может применяться при моделировании разнообразных нестационарных плоских задач, возникающих при изучении течения газа через однородный пористый тепловыделяющий элемент. Проведем с её помощью исследование влияния сужения тепловыделяющего элемента на процесс его охлаждения. Рассмотрим ступенчато сужающийся пористый тепловыделяющий элемент, то есть элемент, у которого две боковые стенки вертикальны и параллельны, а другие две – им ортогональны, но имеют более сложную форму: нижняя и верхняя части вертикальны, но различаются по ширине – нижняя часть более широкая, чем верхняя; эти части соединены между собой горизонтальной непроницаемой стенкой (рис. 5). Можно считать, что в этом случае движение газа через пористый тепловыделяющий элемент является плоским и описывается системой уравнений (2) с краевыми условиями (3).

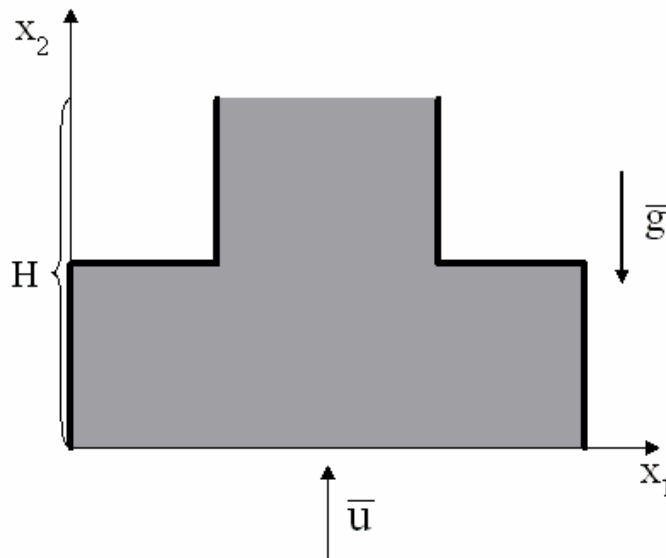


Рис. 5. Ступенчато сужающийся пористый элемент.

Рассмотрим следующую задачу: тепловыделение в твердой фазе до начального момента времени отсутствует, давление на входе в элемент и на выходе из него соответствует атмосферному давлению на заданных высотах, следовательно движение воздуха в элементе отсутствует; в начальный момент времени начинается тепловыделение в твердой фазе и одновременно происходит быстрый рост давления газа на входе в элемент.

При охлаждении ступенчато сужающегося элемента возможен как переход к стационарному режиму, так и неограниченный разогрев, в зависимости от заданных параметров и начально-краевых условий. Рассмотрим тепловыделяющий элемент, ширина которого в верхней части L_H в два раза меньше, чем ширина L_0 в нижней. На рис. 6 приведены искомые величины в случае развития неограниченного разогрева через $t = 36000$ после начала процесса. Как видно из рисунка, в средней части элемента проходящий воздух достаточно эффективно охлаждает конденсированную фазу, так как движется здесь более быстро. А возле боковых стенок охлаждение не столь эффективное, и наблюдается более сильный разогрев твердой среды – газ здесь более разреженный и движется вверх медленнее.

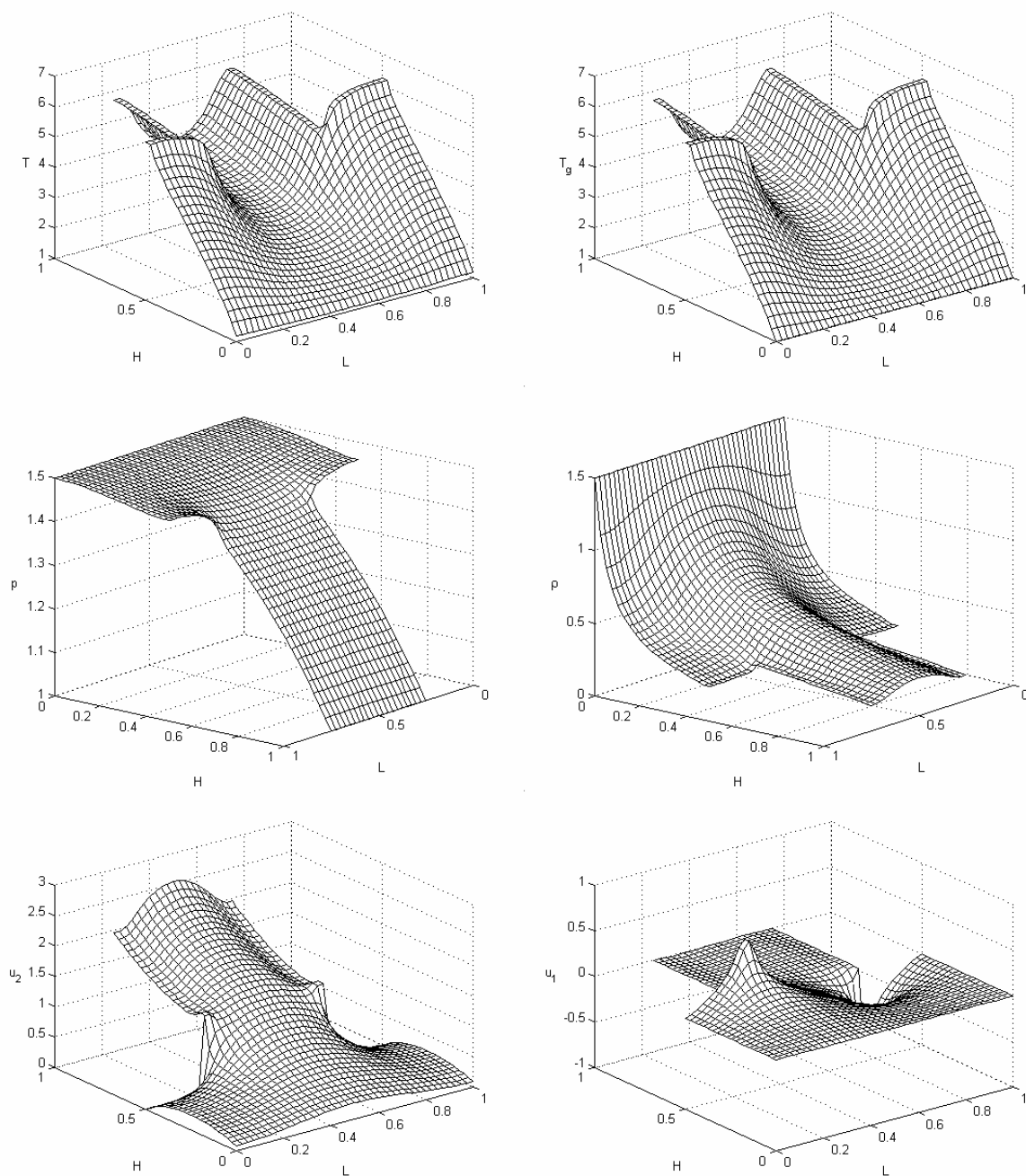


Рис. 6. Распределение температуры твердой среды, температуры газа, давления, плотности газа, вертикальной и горизонтальной скорости фильтрации газа по ступенчато сужающемуся пористому элементу при $L_h = 0.5 L_0$.

Нагреваясь в результате движения по элементу, газ начинает хуже охлаждать твердую среду, поэтому температуры газа и конденсированной фазы возрастают по направлению к выходу из элемента, плотность и давление газа при этом убывают. В средней части элемента вертикальная скорость фильтрации также возрастает по направлению к выходу из элемента, в отличие от краев, где она сначала увеличивается, а потом падает до нуля – горизонтальные стенки не пропускают газ. Встречая на своем пути горизонтальные непроницаемые стенки, потоки газа стремятся обогнуть их, максимально усиливаясь у углов, образованных соединением этих стенок с верхними вертикальными стенками – в этом месте наблюдается пиковое значение горизонтальной

скорости фильтрации газа. После того, как потоки газа огибают эти углы, вертикальная скорость фильтрации имеет локальный пик. Наиболее слабое охлаждение – в углах, образованных соединением нижних вертикальных стенок с горизонтальными непроницаемыми стенками: в этих местах температура растет наиболее интенсивно и наблюдается максимальный разогрев твердой среды. Слабый отвод тепла из этих углов объясняется очень малыми скоростями фильтрации газа. Также в этих местах давление повышено по сравнению со средней частью элемента.

Следует заметить, что в случае отсутствия сужения тепловыделяющего элемента, то есть когда все боковые стенки вертикальны, при рассматриваемых параметрах и краевых условиях имеет место установление стационарного режима охлаждения (точнее – установление квазистационарного режима, так как интенсивность тепловыделения со временем медленно убывает из-за «выгорания» реагирующего вещества, что приводит к медленному изменению всех остальных параметров). На рис. 7 показано изменение температуры твердой среды со временем в самых горячих точках как ступенчато сужающихся элементов, ширина которых в верхней части L_h в два и в четыре раза меньше, чем ширина L_0 в нижней, так и несужающегося элемента. Из графика видно, что более сильное сужение приводит к ухудшению охлаждения. Этому можно дать следующее объяснение: основная часть газа проходит через среднюю часть элемента, где нет препятствий, но так как эта часть стала уже, то уменьшился и суммарный расход газа, что привело к ухудшению охлаждения, росту температуры и изменению других искомых величин.

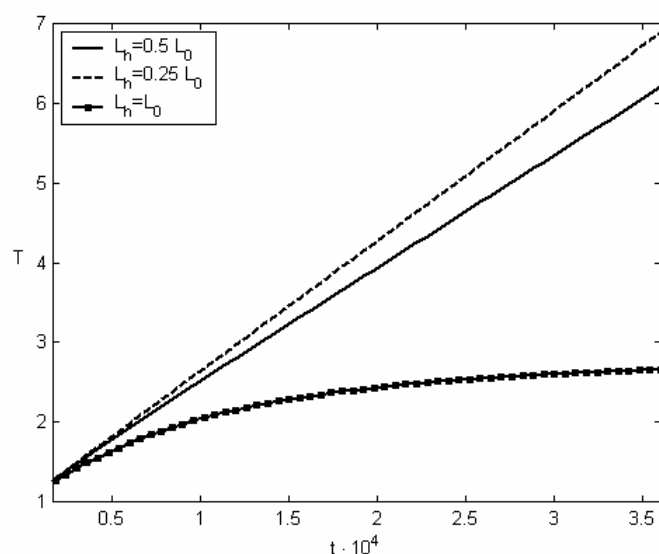


Рис. 7. Изменение температуры твердой среды со временем в самых горячих точках ступенчато сужающихся пористых элементов.

Однако и для ступенчато сужающихся элементов также возможно установление стационарных режимов охлаждения. Графики распределения искомых величин по элементам имеют вид, значительно схожий с рис. 6, хотя значения самих величин существенно отличаются от рассмотренного выше случая: температура твердой фазы и газа значительно ниже, особенно в средней части элемента; график давления менее выпуклый, а плотности – менее вогнутый; скорость фильтрации, как вертикальная, так и горизонтальная, выше.

Таким образом, можно сделать вывод, что при охлаждении ступенчато сужающихся пористых тепловыделяющих элементов возможно как установление стационарного режима, так и неограниченный разогрев, ведущий к расплавлению

твердой фазы. Ступенчатое сужение элемента в верхней части приводит к существенному ухудшению охлаждения, вплоть до нарушения стационарного режима и перехода к катастрофическому разогреву. Наибольший разогрев твердой среды происходит в углах, образованных соединением нижних вертикальных стенок с горизонтальными непроницаемыми стенками.

Аналогичные выводы можно сделать и при изучении охлаждения плавно сужающихся пористых тепловыделяющих элементов: в этом случае также возможно как установление стационарного режима, так и неограниченный разогрев, ведущий к расплавлению твердой фазы. Плавное сужение элемента в верхней части приводит к существенному ухудшению охлаждения: основная часть газа проходит через среднюю часть элемента, где нет препятствий, поэтому её сужение приводит к уменьшению суммарного расхода газа и, соответственно, к росту температуры и изменению других искомых величин. Наибольший разогрев происходит вблизи боковых стен возле выхода из элемента.

Сравнивая охлаждение плавно сужающихся и ступенчато сужающихся пористых тепловыделяющих элементов, можно заметить, что при ступенчатом сужении охлаждение хуже: в этом случае газ течет через элемент менее интенсивно, что влечет за собой рост температуры и изменение других искомых величин.

На охлаждение пористого тепловыделяющего элемента может оказывать влияние не только его форма, но и неравномерность тепловыделения в пористой среде, так как выделение энергии может происходить не во всем элементе, а в ограниченном очаге. Далее проанализируем влияние расстояния от зоны тепловыделения до входа в элемент на процесс охлаждения пористого элемента. Решим рассмотренную выше задачу о включении принудительной фильтрации в момент начала тепловыделения в твердой среде, варьируя как удаленность очага выделения тепла от входа в элемент, так и размеры очага. На рис. 8 показан пример температуры твердой среды в максимально горячей зоне (жирная линия) и в середине выхода из элемента (тонкая линия) для разного расстояния от тепловыделяющей зоны до входа в элемент H_2 при ширине тепловыделяющей зоны $L_1 = 0.1$ и $L_1 = 1$, высоте тепловыделяющей зоны $H_1 = 0.1$.

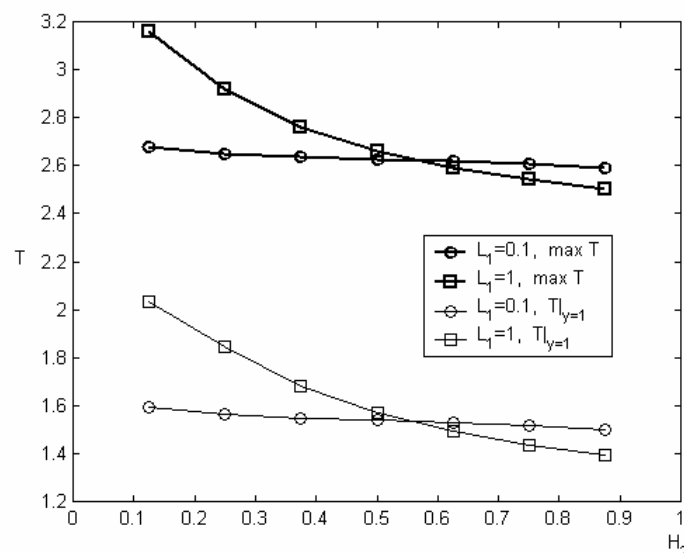


Рис. 8. Температура твердой среды в точках максимума (жирная линия) и на выходе из элемента (тонкая линия) для разной удаленности тепловыделяющей зоны от входа в элемент.

Как видно из рисунка, уменьшение разогрева пористого элемента при увеличении расстояния от тепловыделяющей зоны до входа в элемент может быть существенным. Это можно объяснить тем, что модуль градиента давления с высотой увеличивается, а это ведет к улучшению «прокачки» газа через тепловыделяющую зону. Как следствие выше оказывается расход газа и, соответственно, суммарный отвод тепла из пористого элемента. Также из рисунка можно заметить, что влияние удаления очага выделения тепла от входа в пористый элемент на процесс охлаждения увеличивается с шириной этого очага.

Таким образом, при увеличении расстояния от тепловыделяющей зоны до входа в пористый объект разогрев твердой среды уменьшается, поэтому эффективнее происходит охлаждение пористых элементов с очагами выделения тепла, расположенными ближе к выходу из элемента.

Заключение.

Для моделирования одномерных и плоских (двумерных) нестационарных течений газа через пористые тепловыделяющие элементы предложены математическая модель и оригинальный численный метод, основанный на комбинации явных и неявных конечноразностных схем. Описана бифуркация стационарного решения при движении газа через пористую тепловыделяющую среду, связанная с учетом температурной зависимости вязкости газа. Показано, что возможно возникновение опасных ситуаций, когда при докритических значениях давления газа на входе в элемент происходит неограниченный разогрев элемента. Исследованы режимы охлаждения некоторых пористых элементов и показано, что, в зависимости от заданных параметров, возможно как установление стационарного режима охлаждения, так и неограниченный разогрев элемента, ведущий к расплавлению твердой фазы. Показано, что форма тепловыделяющего элемента сильно влияет на процесс: как плавное, так и ступенчатое сужение элемента в верхней части приводит к существенному ухудшению охлаждения. Также показано, что при удалении очага выделения тепла от входа в пористый объект разогрев твердой среды уменьшается, поэтому эффективнее происходит охлаждение пористых элементов с зонами тепловыделения, расположенными ближе к выходу из элемента.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации № МК-6493.2006.1, гранта Фонда содействия отечественной науке, проекта ДВО РАН № 06-III-B-03-079.

Список использованной литературы.

1. Маслов В.П., Мясников В.П., Данилов В.Г. Математическое моделирование аварийного блока Чернобыльской АЭС. М.: Наука, 1987. 144 с.
2. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978. 336 с.
3. Жумагулов Б.Т., Монахов В.Н. Гидродинамика нефтедобычи. Алматы: КазгосИНТИ, 2001. 336 с.
4. Левин В.А., Луценко Н.А. Возникновение неустойчивых режимов охлаждения пористого тепловыделяющего элемента при докритических краевых условиях // Горение и плазмохимия. 2005. Т. 3, № 2. С. 81–90.
5. Левин В.А., Луценко Н.А. Течение газа через пористую тепловыделяющую среду при учете температурной зависимости вязкости газа // Инженерно-физический журнал. 2006. Т. 79, № 1. С. 35–40.
6. Левин В.А., Луценко Н.А. Математическое моделирование газового охлаждения однородного пористого тепловыделяющего элемента // Математические модели и методы механики сплошных сред: Сборник научных трудов: к 60-летию А.А. Буренина. Владивосток: ИАПУ ДВО РАН, 2007. С. 149-172.

7. Левин В.А., Луценко Н.А. Численное моделирование двумерных нестационарных течений газа через пористые тепловыделяющие элементы // Вычислительные технологии. 2006. Т. 11. № 6. С. 44-58.
8. Луценко Н.А. Одномерный стационарный режим фильтрации газа через слой неподвижного тепловыделяющего конденсированного материала // Дальневосточный математический журнал. 2002. Т. 3, № 1. С. 123–130.
9. Левин В.А., Луценко Н.А. Фильтрационное охлаждение пористого тепловыделяющего элемента // Труды V Минского международного форума по тепло- и массообмену. Минск, 2004. (Доклад 7-19) С. 1-10. (www.itmo.by/forum/mif5/S07/7-19.PDF)
10. Луценко Н.А. Нестационарные режимы охлаждения пористого тепловыделяющего элемента // Математическое моделирование. 2005. Т. 17, № 3. С. 120–128.