

УДК 536.24

## АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ФИЛЬТРОВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В. И. Мелихов, О. И. Мелихов, Ю. В. Парфенов, С. Е. Якуш

Электрогорский научно-исследовательский центр по безопасности АЭС,  
142530 Электрогорск Московской области  
E-mail: parfenov@erec.ru

Рассмотрен температурный режим фильтровальной установки, находящейся в процессе охлаждения после аварии на АЭС. Разработана математическая модель, основанная на трехмерных уравнениях термогидродинамики и учитывающая механизмы теплообмена (конвекцию, теплопроводность и излучение). Установлено, что для рассмотренных вариантов установки максимальное значение температуры в сорбирующем модуле не превышает 300 °С и запас по температуре составляет 20–50 °С.

**Ключевые слова:** фильтровальная установка, безопасность АЭС, естественная тепловая конвекция, теплопроводность, теплообмен.

**Введение.** Пассивная система фильтрации межоболочечного пространства, являющаяся одной из систем безопасности АЭС нового поколения, предназначена для очистки и удаления парогазовой среды из межоболочечного пространства защитной оболочки АЭС перед выходом этой среды в атмосферу при авариях с потерей всех источников электропитания переменного тока [1, 2].

Существует три основных режима, в которых может находиться пассивная система фильтрации при работе АЭС: 1) режим ожидания; 2) рабочий режим; 3) послеаварийный режим. В режиме ожидания пассивная система фильтрации отключена; вход и выход системы находятся в закрытом состоянии, накопления радиоактивных веществ на фильтровальных модулях не происходит. В рабочем режиме вход и выход системы открыты и в фильтровальную установку из межоболочечного пространства поступает парогазовая среда, содержащая радиоактивные компоненты. При прохождении парогазовой среды через фильтровальные модули установки на их фильтрующих материалах происходит поглощение и накопление радиоактивных веществ. Тепло, выделяемое радионуклидами при распаде, вызывает разогрев этих материалов. В послеаварийном режиме пассивная система фильтрации находится в закрытом состоянии. Парогазовая смесь из межоболочечного пространства не поступает, однако тепло, выделяемое абсорбированными радионуклидами, продолжает нагревать фильтрующие материалы.

Сорбционная способность фильтрующих материалов зависит от их температуры, поэтому в рабочем и послеаварийном режимах требуется организация отвода от фильтровальных модулей тепла, достаточного для поддержания температуры сорбентов ниже заданной. В данной работе анализируются тепловые аспекты послеаварийного режима охлаждения одного из перспективных вариантов фильтровальной установки (ФУ).

**Фильтровальная установка.** Фильтровальная установка, в которой происходит накопление радионуклидов и от которой тепло, выделяющееся в результате распада нуклидов, отводится в окружающее пространство, состоит из 12 параллельно действующих секций. Каждая секция ФУ представляет собой вертикально расположенный металличе-

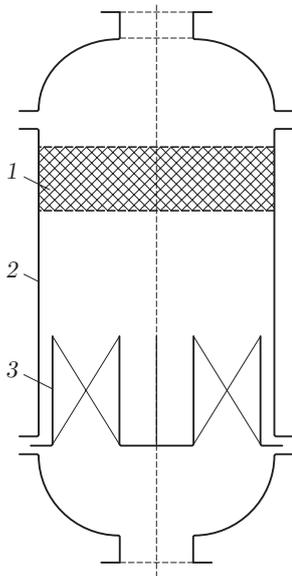


Рис. 1. Схема сечения ФУ:

1 — сорбирующий модуль; 2 — корпус;  
3 — аэрозольный фильтр

ский корпус. По ходу движения воздуха в корпусе расположены аэрозольный фильтр и сорбирующий модуль (рис. 1).

Аэрозольный фильтр состоит из слоев карбопона, находящихся между двумя коаксиальными цилиндрами. (Карбопон — фильтрующий материал из углеродного полотна.) Слои расположены вертикально и уложены по спирали. Аэрозольный фильтр крепится на основание, которое полностью блокирует проходное сечение корпуса секции за пределами фильтра. Дно внутреннего цилиндра также закрыто.

Сорбирующий модуль представляет собой засыпку из гранулированного сорбента физхимин на основе силикагеля с суммарной толщиной слоя 250 мм. Пористость слоя сорбента равна 0,6, размер гранул —  $3 \div 6$  мм.

В послеаварийном режиме на фильтрующей поверхности аэрозольного фильтра тепловыделение составляет 175 Вт, на сорбирующей поверхности модуля — 833 Вт. В случае, если в сорбирующем модуле максимальная температура превысит значение  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , он становится неэффективным. Таким образом, необходимо доказать, что предлагаемая конструкция фильтровальной установки обеспечивает теплоотвод, исключая чрезмерный разогрев.

Анализ температурного режима фильтровальной установки проводился по математической модели, основанной на трехмерных уравнениях турбулентного движения сжимаемого газа в пористых средах, с использованием экспериментальных данных, полученных на полномасштабной модели.

**Основные результаты экспериментов.** Эффективная теплопроводность слоя засыпки сорбента является одним из наиболее важных параметров, определяющих температурный режим работы ФУ. Однако данный параметр очень сложно рассчитать теоретически, поэтому для его оценки использовались результаты экспериментов.

Исследование теплового режима фильтровальной установки, находящейся в процессе охлаждения после аварии, выполнялось на полномасштабной модели секции ФУ, изготовленной на базе испытательного комплекса ЗАО «Прогресс-Экология» в г. Обнинске. Установка состоит из корпуса, модели аэрозольного фильтра, сорбирующего модуля (рис. 2). Объемное тепловыделение в слое сорбента моделировалось электронагревателем в форме плоского диска, установленным в середине слоя сорбента. Температура газа, сорбента, наружной и внутренней поверхностей стенки измерялась термопарами, установленными в различных точках модели.

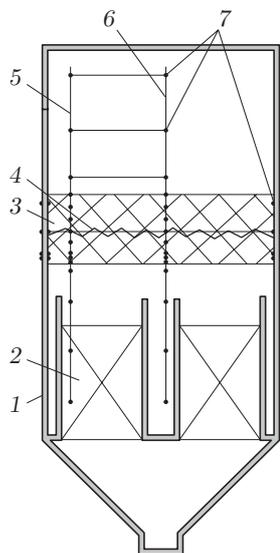


Рис. 2. Схема полномасштабной модели ФУ:

1 — корпус; 2 — аэрозольный фильтр; 3 — сорбент; 4 — электронагреватель; 5 — боковой зонд; 6 — центральный зонд; 7 — термомпара

С использованием экспериментального распределения температуры в слое сорбента решалась обратная двумерная задача теплопроводности с источником тепловыделения и граничными условиями первого рода. Методом подбора определено эффективное значение  $\lambda_{eff} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , при котором результаты расчетов наиболее близки к экспериментальным данным. Затем была предпринята попытка установить зависимость эффективной теплопроводности засыпки сорбента от температуры в предположении, что эта зависимость аппроксимируется прямыми на нескольких температурных интервалах. В качестве критерия выбора аппроксимационной формулы использовалась величина отклонения расчетных значений температуры в слое сорбента от экспериментальных. В результате была подобрана следующая зависимость:

$$\lambda_{eff} = \begin{cases} 0,2208 + 2,73418 \cdot 10^{-4}T, & T \leq 149 \text{ }^\circ\text{C}, \\ 0,14533 + 7,81 \cdot 10^{-4}T, & 149 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 228 \text{ }^\circ\text{C}, \\ -0,03 + 1,55 \cdot 10^{-3}T, & 228 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 300 \text{ }^\circ\text{C}, \\ 0,83826 + 4,24 \cdot 10^{-3}T, & 300 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 386 \text{ }^\circ\text{C}. \end{cases} \quad (1)$$

Также в экспериментах изучалось распределение температуры в слое сорбента со стальными теплоотводящими ребрами, которые были установлены для увеличения эффективной теплопроводности в сорбирующем модуле. Аналогично определены постоянное значение эффективной теплопроводности  $\lambda_{eff} = 0,48 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и температурная зависимость

$$\lambda_{eff} = \begin{cases} 0,3208 + 2,73418 \cdot 10^{-4}T, & T \leq 149 \text{ }^\circ\text{C}, \\ 0,24533 + 7,81 \cdot 10^{-4}T, & 149 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 228 \text{ }^\circ\text{C}, \\ 0,92751 + 5,93 \cdot 10^{-3}T, & T \geq 228 \text{ }^\circ\text{C}. \end{cases} \quad (2)$$

**Математическая модель теплообмена в секции ФУ.** В результате тепловыделения в сорбирующем модуле и аэрозольном фильтре и теплоотвода в охлаждаемые снаружи стенки секции ФУ в секции развиваются естественно-конвективные течения. Наиболее интенсивные течения имеют место в верхней части секции (над сорбирующим модулем), поскольку в этой области газ нагревается снизу, а охлаждается сверху. В нижней части секции (под аэрозольным фильтром), наоборот, естественная тепловая конвекция вырождается, так как тепло выделяется сверху, и теплопередача к стенкам секции в этой области реализуется за счет молекулярной теплопроводности газа.

В гранулированном слое сорбента помимо газовой теплопроводности имеется также эффективная теплопроводность по твердой фазе, вследствие чего в сорбирующем модуле осуществляется дополнительный перенос тепла к боковым стенкам секции, граничащим с модулем, а также к нижней и верхней границам модуля.

Излучение с нагретых поверхностей сорбирующего модуля и аэрозольного фильтра в стенки секции ФУ является еще одним механизмом теплоотвода в рассматриваемой системе.

Математическая модель процессов теплообмена в секции ФУ основана на трехмерных нестационарных уравнениях для течения вязкой сжимаемой жидкости в пористой среде:

— уравнении неразрывности

$$\frac{\partial \beta_V \rho}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho u_j}{\partial x_j} = 0; \quad (3)$$

— уравнении сохранения импульса

$$\begin{aligned} \frac{\partial \beta_V \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho u_i u_j}{\partial x_j} = & -\beta_V \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \beta_{x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \\ & - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \beta_{x_j} \left( \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \right] + \beta_V F_{x_i} - \beta_V \rho g_i; \end{aligned} \quad (4)$$

— уравнении сохранения энергии

$$\frac{\partial \beta_V \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho u_j h}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{\sigma} \beta_{x_j} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \beta_V (q_V + q_{ex}). \quad (5)$$

Здесь  $\rho$  — плотность газа;  $u_i$  — компонента скорости газа;  $u_j$  — скорость воздуха;  $p$  — давление;  $h$  — энтальпия газа;  $k$  — кинетическая энергия турбулентности;  $\mu$  — вязкость;  $\sigma$  — число Прандтля;  $F_{x_i}$  — компоненты силы трения газа о пористую среду;  $g_i$  — ускорение свободного падения;  $q_{ex}$  — интенсивность теплообмена газа с пористыми структурами;  $q_V$  — объемное тепловыделение.

Наличие пористых областей, различных внутренних конструкций и сужений учитывается с помощью коэффициентов  $\beta_V$ ,  $\beta_{x_i}$  ( $\beta_V$  — объемная доля, занимаемая газом;  $\beta_{x_i}$  — не занятая твердой фазой доля сечения, перпендикулярного направлению течения  $x_i$ ). Объемные и поверхностные доли могут меняться от нуля (полная блокировка) до единицы (полностью открытая область). В уравнения (3)–(5) входит вязкость  $\mu = \mu_l + \mu_t$  ( $\mu_l$  — физическая вязкость;  $\mu_t$  — турбулентная вязкость, характеризующая интенсивность диссипативных процессов, обусловленных турбулентностью). Для определения  $\mu_t$  используется двухпараметрическая ( $k$ - $\varepsilon$ )-модель турбулентности ( $\varepsilon$  — скорость диссипации) [3, 4]. Для каждой из величин  $k$ ,  $\varepsilon$  решается уравнение конвективной диффузии с соответствующими источниковыми членами, описывающими скорость генерации турбулентной энергии на градиентах средней скорости, скорость генерации силами плавучести и скорость ее объемной диссипации.

Уравнение переноса кинетической энергии турбулентности имеет вид

$$\frac{\partial \beta_V \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \beta_{x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \beta_V (G_k - \rho \varepsilon + G_b), \quad (6)$$

уравнение переноса скорости диссипации турбулентной энергии —

$$\frac{\partial \beta_V \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho u_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \beta_{x_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \beta_V \frac{\varepsilon}{k} [(G_k + G_b)(1 + C_3 R_f) C_1 - C_2 \rho \varepsilon], \quad (7)$$

где

$$G_b = \mu_t g_j \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_j}, \quad G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad R_f = -\frac{G_b}{G_k}; \quad (8)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon, \quad (9)$$

$C_1 = 1,44$ ,  $C_2 = 1,92$ ,  $C_\mu = 0,09$ ,  $\sigma_k = 1$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1$ ,  $\sigma_t = 1$  — известный набор констант ( $k$ - $\varepsilon$ )-модели турбулентности. В (6), (7) используется также уравнение состояния идеального газа.

Система уравнений (1)–(9) применялась для анализа течения воздуха внутри фильтровальной установки, общий вид которой представлен на рис. 1.

*Моделирование сорбирующего модуля.* Сорбирующий модуль представляет собой слой засыпки гранул из материала, приготовленного на основе силикагеля. На поверхности гранул происходит тепловыделение, при этом часть тепла отводится в воздух, а другая часть расходуется на разогрев гранул. Процессы теплообмена в слое сорбента моделировались на основе принципов механики многофазных сред [5]. Гранулы сорбента представляют собой фазу (каркас) с объемной долей  $1 - \beta_V$ , а воздух, находящийся внутри засыпки, — фазу с объемной долей  $\beta_V$  ( $\beta_V$  — пористость слоя засыпки). Полагая, что температура воздуха в межгранульном пространстве близка к температуре гранул, можно получить уравнение переноса тепла в засыпке

$$\frac{\partial (\rho c)_{eff} T}{\partial t} + \frac{\partial \beta_{x_j} \rho_a c_{p,a} T u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q_V, \quad (10)$$

где  $(\rho c)_{eff} = (1 - \beta_V) \rho_s c_s + \beta_V \rho_a c_{p,a}$ ;  $\lambda_{eff} = \lambda_{eff,s} (1 - \beta_V) + \lambda_{eff,a} \beta_V$ ;  $\rho_s$  — плотность сорбента;  $c_s$  — теплоемкость сорбента;  $\rho_a$  — плотность воздуха;  $c_{p,a}$  — теплоемкость воздуха при постоянном давлении;  $\lambda_{eff,s}$  — эффективная теплопроводность каркаса в засыпке сорбента, обусловленная излучением и контактной теплопроводностью;  $\lambda_{eff,a}$  — эффективная теплопроводность воздуха в засыпке сорбента, обусловленная молекулярной и конвективной теплопроводностью.

Из уравнения (10) следует, что внутри слоя засыпки перенос тепла осуществляется либо за счет конвективного течения воздуха, либо за счет эффективной теплопроводности. Для описания движения воздуха в засыпке использовались уравнения сохранения массы (3) и сохранения импульса (4) с учетом силы трения воздуха о засыпку. Сила трения определялась по формулам [6]. В предположении, что в слое засыпки движение воздуха ламинарное, в уравнениях использовались значения коэффициентов молекулярного переноса.

*Моделирование аэрозольного фильтра.* В стационарном режиме выделяющееся в аэрозольном фильтре тепло (175 Вт) уходит в воздух, поэтому в уравнение энергии воздуха в области, занятой аэрозольным фильтром, вводится объемное тепловыделение  $q_V = 175/V$  Вт/м<sup>3</sup>, где  $V$  — объем фильтра.

Для силы трения между воздухом, находящимся в аэрозольном фильтре, и фильтрующими поверхностями использовался квадратичный по скорости закон. Коэффициент силы трения определялся исходя из известных экспериментальных данных о перепаде давления в аэрозольном фильтре.

*Теплообмен излучением.* В математической модели кода учитывается теплообмен за счет излучения между поверхностями различных внутренних конструкций исследуемого объекта. Для этого каждое из рассматриваемых тел (стенки корпуса, поверхности сорбирующего модуля, аэрозольный фильтр) разбивается на элементарные площадки. Тепловой поток излучения между элементарными площадками рассчитывается по формуле [7, 8]

$$Q_{i,j-i1,j1} = \varepsilon_r \sigma_0 (T_{i,j}^4 - T_{i1,j1}^4) S_{ij} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi R_{i,j-i1,j1}^2} S_{i1,j1}, \quad (11)$$

где  $i, j$  — индексы, соответствующие первой элементарной площадке;  $i1, j1$  — индексы, соответствующие второй площадке;  $Q$  — тепловой поток;  $S$  — площадь;  $\sigma_0$  — постоянная Стефана — Больцмана;  $\varepsilon_r$  — приведенная степень черноты;  $R$  — расстояние между центрами площадок;  $\theta_1$  — угол между прямой, соединяющей центры площадок, и нормалью к площадке  $i, j$ ;  $\theta_2$  — угол между прямой, соединяющей центры площадок, и нормалью к площадке  $i1, j1$ . Для площадки  $i, j$  проводится суммирование по всем площадкам  $i1, j1$ , с которыми имеет место теплообмен излучением:

$$Q_{i,j} = \sum_{i1,j1} Q_{i,j-i1,j1}. \quad (12)$$

Величина  $Q_{i,j}$  рассматривается как источниковый член в уравнении теплового баланса для расчетного контрольного объема с гранью  $i, j$  либо учитывается в граничных условиях расчетной области.

Используемый в данной работе метод основан на расчете теплообмена излучением с помощью величин, характеризующих конечные эффекты теплообмена между телами данной излучающей системы. Этот метод относится к числу методов полных потоков излучения [8] и в отличие от метода многократных отражений не описывает детально физическую картину переноса теплоты излучением, однако позволяет учесть основные эффекты (в том числе экранирование за счет многократных отражений) и получить необходимые расчетные данные достаточно простым способом.

Поскольку в фильтровальной установке находится сухой воздух, справедливо допущение, что заполняющая ее газовая среда является прозрачной для излучения [7, 8].

*Граничные условия.* На внутренних стенках секции ФУ для скорости газа задаются условия прилипания. Температура стенок определяется из условия равенства теплового потока на внутренней поверхности стенок внешнему теплоотводу. Для описания процессов переноса импульса и тепла в пристенной области применяется подход, основанный на введении специальных пристенных функций, которые связывают параметры в ближайшем к стенке расчетном узле с условиями на поверхности стенки. При этом используется универсальный логарифмический закон стенки [3]. На внешней поверхности стенок ФУ задавался коэффициент теплопередачи в окружающую среду, который определяется процессами излучения и конвекции.

*Численный метод.* Для решения системы уравнений (1)–(12) использовался численный метод [9], разработанный для интегрирования уравнений Навье — Стокса, описывающих существенно дозвуковые течения реагирующего газа. Следует отметить, что развитие численного метода [9] и его применение при исследовании взаимодействия трехмерных нестационарных турбулентных течений реагирующего газа с каплями воды привело к созданию кода IFIS (interaction of fire and sprinklers) [10], с помощью которого реализована предложенная в данном пункте математическая модель (добавлены блоки для описания теплообмена излучением и движения воздуха в пористой среде).

**Расчетный анализ результатов экспериментов.** В расчетах использовалась равномерная сетка с пространственным шагом по каждому направлению 3 см. В качестве начальных условий задавался неподвижный газ с температурой, равной температуре окружающей среды, затем постепенно включалось тепловыделение и проводился расчет вплоть до выхода на стационарное состояние (характерный временной шаг интегрирования составлял  $0,015 \div 0,025$  с).

Выполнено две серии расчетов для эксперимента с обычным сорбирующим модулем (без стальных ребер). В первой серии использовалось постоянное значение эффективной теплопроводности  $\lambda_{eff} = 0,36$  Вт/(м·К), во второй — полученная при обработке экспериментов зависимость эффективной теплопроводности от температуры (1). В каждой серии

Таблица 1  
Результаты расчетов модельных экспериментов

Вариант расчета	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\lambda_{eff}$ , Вт/(м·К)	$T_{max}$ , °С
1	5	0,36	371
		Формула (1)	355
2	10	0,36	356
		Формула (1)	350
3	15	0,36	351,5
		Формула (1)	348
4 (без учета излучения)	10	Формула (1)	404

выполнено по три расчета при значениях коэффициента теплоотдачи от внешних стенок корпуса в окружающую среду  $\alpha = 5, 10, 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Получено достаточно хорошее соответствие расчета и эксперимента, особенно при  $\alpha = 10, 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Учет температурной зависимости  $\lambda_{eff}(T)$  позволил улучшить это соответствие.

Анализ результатов эксперимента с помощью кода IFIS показал, что излучение играет существенную роль в теплопередаче от слоя сорбента к стенкам корпуса установки. Это следует из расчета результатов эксперимента без учета излучения. При этом максимальная температура в слое сорбента увеличилась на 48 °С и достигла 404 °С. Теплоотдача от верхней поверхности слоя сорбента к стенкам корпуса осуществляется конвекцией и излучением, причем в рассматриваемых условиях вклад обоих механизмов примерно одинаков, поэтому искусственное отключение одного из них (излучения) приводит к незначительному изменению расчетных профилей температуры. Основным механизмом теплоотдачи от нижней поверхности слоя сорбента является излучение, поскольку естественная тепловая конвекция в этих условиях не развивается, а молекулярная теплопроводность газа пренебрежимо мала. Вследствие этого резкое ухудшение теплоотвода с нижней поверхности слоя сорбента после отключения излучения привело к дополнительному разогреву его нижней части, в результате чего расчетные значения температуры в этой области существенно превысили экспериментальные.

Расчетные значения максимальной температуры приведены в табл. 1 (в эксперименте максимальная температура равна 351 °С). На рис. 3 представлены расчетные и экспериментальные профили температуры в сорбенте (значение  $h = 0$  соответствует середине слоя сорбента).

В следующем эксперименте в слое засыпки сорбента были установлены теплоотводящие ребра и увеличен объем верхней части корпуса (над засыпкой сорбента). Расчет результатов этого эксперимента выполнен с помощью кода IFIS, при этом использовалась зависимость эффективной теплопроводности от температуры (2), значение коэффициента теплоотдачи в окружающую среду полагалось равным 5 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Рассчитанная максимальная температура (301 °С) оказалась незначительно ниже экспериментальной (303 °С).

**Расчетный анализ фильтровальной установки.** Выполнены расчеты для ФУ, в которых варьировались значения коэффициента теплоотдачи от корпуса в окружающую среду, эффективная теплопроводность сорбента и объем верхней части корпуса ФУ. Тепловыделение в аэрозольном фильтре составляло 175 Вт, в слое сорбента — 833 Вт, температура окружающей среды принималась равной 70 °С.

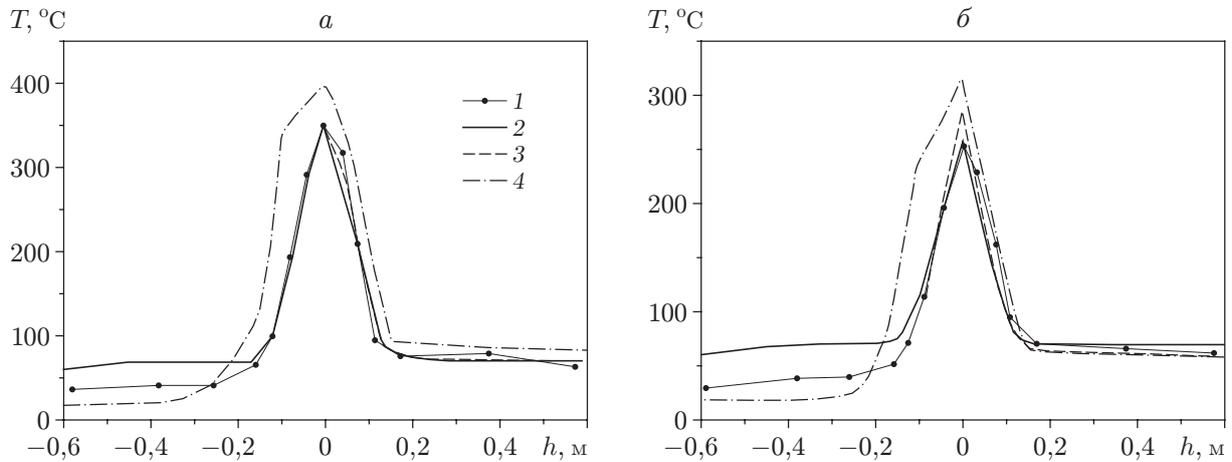


Рис. 3. Экспериментальные (1) и расчетные (2–4) распределения температуры вдоль центрального (а) и бокового (б) зондов в слое сорбента: 2 —  $\lambda_{eff} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; 3 —  $\lambda_{eff} = f(T)$ ,  $\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; 4 —  $\lambda_{eff} = f(T)$ ,  $\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (без учета теплообмена излучением)

*Вариант ФУ-1.* Рассматривается ФУ с расстоянием от нижней границы слоя сорбента до верхней границы аэрозольного фильтра 150 мм, расстоянием от нижней границы слоя до нижней границы аэрозольного фильтра 750 мм, высотой верхней части корпуса от слоя сорбента до эллиптической крышки 500 мм. В сорбирующем модуле теплоотводящие ребра отсутствуют.

*Вариант ФУ-2.* Геометрия ФУ прежняя, но полагается, что в сорбирующем модуле установлены теплоотводящие ребра. Значения эффективной теплопроводности определяются по формуле (2).

*Вариант ФУ-3.* Рассматривается одновременное влияние на температурный режим ФУ теплоотводящих ребер в засыпке сорбента и увеличения высоты верхней части корпуса над слоем сорбента на 880 мм.

Параметры расчетов и значения полученной максимальной температуры приведены в табл. 2. Следует отметить, что использование в первом варианте ФУ зависимости эффек-

Таблица 2

Результаты расчетов для ФУ

Вариант ФУ	Вариант расчета	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\lambda_{eff}$ , Вт/(м·К)	$T_{max}$ , °С
ФУ-1	1	5	0,36	271
			Формула (1)	281
	2	10	0,36	255,5
			Формула (1)	270
3	15	0,36	250	
		Формула (1)	267	
ФУ-2	1	5	Формула (2)	254
		10		244
ФУ-3	1	5	Формула (2)	250

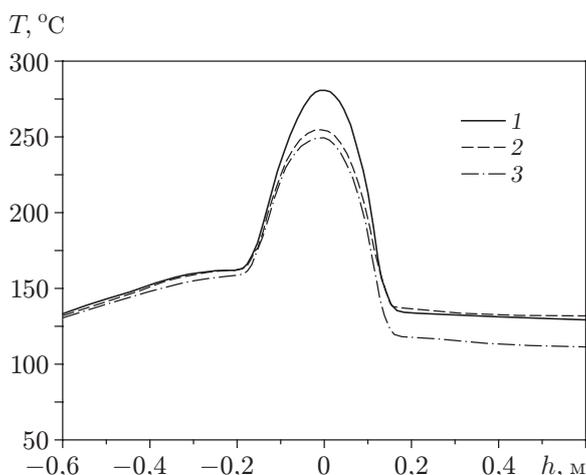


Рис. 4

Рис. 4. Расчетное распределение температуры вдоль оси ФУ при  $\lambda_{eff} = f(T)$ ,  $\alpha = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :  
1 — ФУ-1; 2 — ФУ-2; 3 — ФУ-3

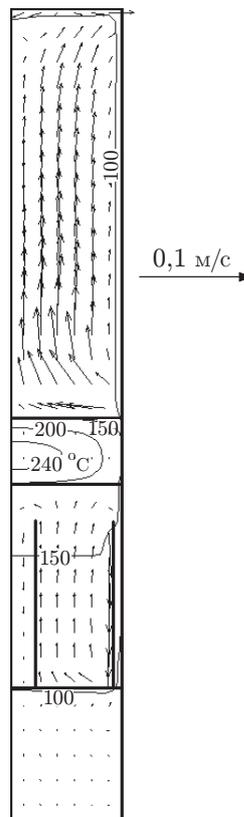


Рис. 5

Рис. 5. Распределение скорости газа и температуры в ФУ-3

тивной теплопроводности от температуры (1) дает более высокие значения максимальной температуры сорбента. Это обусловлено тем, что из-за однородного тепловыделения в слое сорбента в условиях ФУ в нем реализуются более мягкие по сравнению с режимом эксперимента температурные режимы, в результате чего понижается средняя температура слоя сорбента и соответственно уменьшается эффективная теплопроводность  $\lambda_{eff}(T)$ . Таким образом, при расчетах ФУ среднее значение  $\lambda_{eff}(T)$  меньше значения  $\lambda_{eff} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , полученного в эксперименте для более высоких температур. Следует отметить, что зависимость (1) получена для достаточно широкого диапазона температур ( $70 \text{ °C} \leq T \leq 386 \text{ °C}$ ), соответствующего температурному режиму ФУ. Это делает предпочтительным ее использование в расчетах ФУ по сравнению со значением  $\lambda_{eff} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Профили температуры вдоль оси ФУ, полученные в расчетах, приведены на рис. 4. Пространственная картина течения и распределение температуры для варианта ФУ-3 показаны на рис. 5.

Оценим точность выполненных расчетов ФУ. В результате расчета с максимальным разогревом слоя сорбента для ФУ-1 получаем значение максимальной температуры сорбента  $281 \text{ °C}$ . Аналогичный расчет для экспериментальной установки дает значение  $T_{\max} = 355 \text{ °C}$ , при этом в эксперименте максимальная температура составляла  $351 \text{ °C}$ . Поскольку эксперимент является полномасштабным и расчетная схема кода IFIS одина-

кова для экспериментальной установки и ФУ, натурная максимальная температура слоя сорбента в ФУ-1 не должна превысить 277 °С, что создает запас свыше 20 °С (при температуре 300 °С слой сорбента становится неэффективным).

Аналогичная оценка имеет место для ФУ-3. Расчет результатов эксперимента, соответствующего ФУ-3, дает значение  $T_{\max} = 301$  °С, при этом в эксперименте  $T_{\max} = 303$  °С. Полагается, что и для ФУ-3 натурная максимальная температура слоя сорбента не превысит 252 °С и запас составит приблизительно 50 °С.

**Заключение.** Проведен анализ процесса охлаждения фильтровальной установки после аварии на АЭС. Доказано, что рассмотренные варианты конструкции фильтровальной установки обеспечивают приемлемый температурный режим для сорбирующего модуля (не более 300 °С). Разработана трехмерная математическая модель для описания турбулентного течения газа внутри корпуса установки с учетом различных конструктивных элементов, аэрозольного фильтра и сорбирующего модуля. Наиболее важным параметром, существенно влияющим на тепловые процессы в установке, является эффективная теплопроводность сорбирующего модуля, представляющего собой засыпку гранул размером 3–6 мм. Этот параметр определялся на основе обработки экспериментальных данных, полученных на полномасштабной модели ФУ.

Предложенная математическая модель реализована с помощью кода IFIS. Проведены параметрические расчеты различных вариантов конструкции фильтровальной установки, в ходе которых варьировались значения коэффициента теплоотдачи от корпуса ФУ в окружающую среду и эффективной теплопроводности сорбента. Для всех трех рассмотренных вариантов установки максимальное значение температуры в сорбирующем модуле не превысило 300 °С.

Оценка точности полученных результатов выполнена на основе сопоставления максимальных значений температуры в сорбенте, полученных в экспериментах на полномасштабной модели ФУ и в расчетах результатов этих экспериментов. Отклонение расчетного значения от экспериментального не превысило 4 °С.

Таким образом, на основе проведенного анализа показано, что для рассмотренных вариантов ФУ наименьшим запасом по температуре ( $\approx 20$  °С) обладает конструкция ФУ-1, а наибольшим ( $\approx 50$  °С) — ФУ-3 (в сорбирующий модуль добавлены теплоотводящие стальные ребра и увеличена высота верхней части корпуса).

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Таранов Г. С., Крушельницкий В. Н., Беркович В. М., Семин Д. П.** Обоснование пассивной системы фильтрации атомных станций нового поколения // Сб. тр. ФГУП “Атомэнергопроект”. 2004. Вып. 5. С. 3–11.
2. **Григорьев М. М., Егорова Л. В.** Расчетное обоснование характеристик пассивной системы фильтрации АЭС нового поколения в рабочем и послеаварийном режимах // Тр. 4-й Междунар. науч.-техн. конф. “Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР”, Подольск (Россия), 23–26 мая 2005 г. [Электрон. ресурс]. Подольск: ФГУП ОКБ “Гидропресс”, 2005.
3. **Lauder В. Е.** Mathematical models of turbulence / В. Е. Launder, D. В. Spalding. L.; N. Y.: Acad. Press, 1972.
4. **Jones W. P.** Turbulence modeling and numerical solution methods for variable density and combusting flows // Turbulent reacting flows / Ed. by P. A. Libby, F. A. Williams. L.: Acad. Press, 1994. P. 309–374.
5. **Нигматулин Р. И.** Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987.
6. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992.

7. **Кутателадзе С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справ. пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990.
8. **Исаченко В. П.** Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергия, 1975.
9. **Махвиладзе Г. М., Мелихов В. И.** Численный метод исследования процессов медленного горения газов // Мат. моделирование. 1989. Т. 1, № 6. С. 146–157.
10. **Makhviladze G. M., Roberts J. P., Melikhov V. I., Melikhov O. I.** Numerical modeling and simulation of compartment fire extinction by a sprinkler water jet // J. Appl. Fire Sci. 1998/99. V. 8, N 2. P. 93–115.

*Поступила в редакцию 31/VIII 2006 г.,  
в окончательном варианте — 23/XI 2006 г.*

---