

РАСЧЕТ СОПРЯЖЕННОГО ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБЕ CFD-МЕТОДОМ

А.А. Казанцев, В.Р. Анисонян

ЭНИМЦ «Моделирующие системы», г. Обнинск



Представлены расчеты 3D-моделирования с использованием методов вычислительной гидродинамики. Проведено сравнение решения на основе пакета программ OpenFOAM со стандартной задачей сопряженного теплообмена в трубе при постоянном тепловом потоке со стенки и постоянным тепловыделением в стенке.

Ключевые слова: сопряженный теплообмен в трубе; теплофизическое моделирование; вычислительная гидродинамика; k - ε -модель турбулентности, RANS – осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса; пакет с открытым исходным кодом OpenFOAM.

Key words: conjugated heat transfer in pipe; thermal-physic simulation; CFD (Computational Fluid Dynamic); k - ε -model; RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes); OpenFOAM (Open source File Operation And Manipulation) program package.

В связи с ростом возможностей вычислительной техники актуальной становится задача при обосновании безопасности ЯЭУ и проектировании реакторов использования кодов вычислительной гидродинамики (CFD) в сочетании с традиционными кодами улучшенной оценки. Использование CFD-кодов для гидродинамических расчетов новых установок обусловлено улучшенной предсказательной способностью этого подхода.

На сегодня основными кодами улучшенной оценки являются КОРСАР [6] – Россия, RELAP5 [7] – США, TRAC [8] – США, CATHARE [9] – ФРАНЦИЯ, ATHLET [10] – Германия и т. д., которые являются специализированными реакторными кодами, предназначенными для обоснования безопасности проектов реакторов. Однако для поставленной задачи определения коэффициентов сопротивления в новых конструкциях или для расчета гидравлической «проливки» корпусов эти коды не пригодны, т.к. в них используются ранее полученные коэффициенты сопротивления.

Для таких задач подходящими являются коды вычислительной гидродинамики (CFD). Коды этого класса успешно применяются для получения коэффициентов сопротивления нестандартных элементов контуров в сочетании с кодами улучшенной оценки. Наиболее известными из CFD-кодов являются коммерческие коды FLUENT [11] STAR-CD [12], традиционные для автостроения, Ansys CFX [13] – для химической промышленности; менее известными являются отечественный код Flow Vision [14], LS-Dyna [15], PHOENIX [16], NUMECA [17] и т.д. Для реакторных приложений коды этой группы стало возможным применять в сочетании с кодами улучшенной оценки в связи с достигнутым уровнем вычислительных возможностей.

© А.А. Казанцев, В.Р. Анисонян, 2011

Для тестирования кодов имеется ряд теплогидравлических задач, для которых накоплен большой по объему и разнообразный по содержанию экспериментальный и теоретический материал. В зависимости от физики турбулентности различают задачи внешнего обтекания тел и внутреннего течения в каналах. Так как течение в реакторах преимущественно относится к задачам внутреннего течения, выбраны тесты для такого класса течений.

Численное 3D-моделирование воздушного потока выполнялось при помощи решателя rhoPisoFoam пакета программ OpenFOAM [2]. В работе проведено сравнение с решениями хорошо известных тестовых задач – для течения и теплообмена в круглой трубе с граничными условиями постоянного теплового потока на обогреваемом участке стенки. Для проверки достоверности работы CFD-кодов необходимо проверять как совпадение с интегральными экспериментальными справочными данными по коэффициентам трения и теплоотдачи, так и с локальными характеристиками течений и полей температуры, обобщенными в виде универсальных безразмерных профилей [1, 20].

Рассматривается классическая задача о теплообмене в круглой гидравлически гладкой трубе при постоянной плотности теплового потока на стенке. Для этой задачи в [1] приведено аналитическое решение для ламинарного режима течения. Для турбулентного режима для сравнения использованы интегральные обобщения опытных данных, выполненные в виде чисел Нуссельта и коэффициентов сопротивления. Сравнения локальных характеристик выполнены с безразмерными логарифмическими профилями скорости и температуры. Для возможности решения задачи аналитически в [1] приняты следующие семь условий (3 и 7 пункты при численном решении не использовались).

1. Режим течения турбулентный.
2. Течение и теплообмен квазистационарны, т.е. осредненные характеристики течения не меняются во времени. Стационарное решение, в котором $\partial t / \partial \tau = 0$, получается при численном решении нестационарной задачи методом установления.
3. Жидкость несжимаема, ее теплофизические свойства постоянны, не зависят от температуры. При численном решении оба эти допущения необязательны, можно использовать и рассматривать сжимаемый воздух или несжимаемую воду, т.е. теплоноситель может быть как сжимаемым, так и несжимаемым. Наличие блока расчета свойств делает допущение независимости свойств от температуры и давления необязательным, но для сравнения надо ограничиваться небольшими величинами подогрева теплоносителя.
4. Течение жидкости гидродинамически стабилизировано, т.е. профиль скорости на обогреваемом участке не меняется по длине. Участку трубы, на котором происходит теплообмен, предшествует необогреваемый успокоительный участок. Расход жидкости задан или известна средняя скорость жидкости. При численном решении задается плоский профиль скорости на входе, равный средней скорости жидкости. Задается постоянное давление на выходе. Вторая особенность численного решения – необходимо добавлять необогреваемый тепловой успокоительный участок на выходе с длиной, большей, чем длина участка тепловой стабилизации. Это необходимо для корректного задания нулевых градиентов скорости и температуры на выходе, чтобы выравнился профиль температуры на адиабатном участке, расположенном после обогреваемого участка.
5. На внутренней поверхности стенки трубы на участке теплообмена задана постоянная плотность теплового потока $q_c = \text{const}$ (фактически задается постоянный градиент температуры), а на участках до и после него задаются адиабатические условия $q_c = 0$.

6. В потоке отсутствуют внутренние источники тепла ($q_v = 0$), а выделение тепла трения, вызванное диссипацией кинетической энергии, пренебрежимо мало (это условие выполняется при скорости движения жидкости, много меньшей скорости звука).

7. Изменение плотности теплового потока вдоль оси, обусловленное теплопроводностью и турбулентным переносом, мало по сравнению с его изменением по радиусу и изменением плотности теплового потока вдоль оси, обусловленного конвекцией. Это допущение при численном решении не использовалось.

Расчетная область представлена на рис. 1. Начальное давление было задано во всей области равным атмосферному давлению 1 бар ($=10^5$ Па) на всех границах кроме входа, где в качестве граничного условия использовалась нулевая производная давления. На входе задан плоский профиль скорости 2 м/с, постоянная входная температура 25°C. На выходе задано атмосферное давление $P=1$ бар и нулевые производные компонент скорости и температуры (условия стабилизации). На боковых поверхностях трубы участки 1 и 3 адиабатические, на участке 2 задано условие $q_{cm}=\text{const}$ (фактически задается постоянный градиент температуры). Решалась сопряженная задача теплообмена, на внутренних границах теплоноситель-стенка задавались условия равенства температуры и теплового потока, реализованные в коде как вычисляемые (*calculated*) условия.

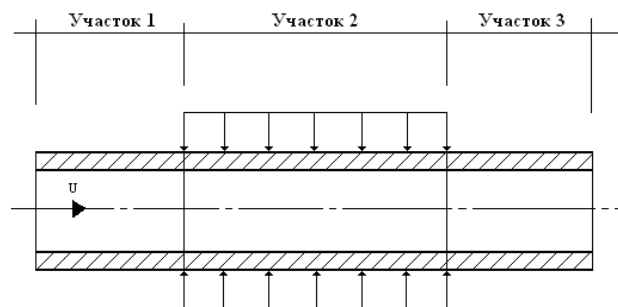


Рис. 1. Расчетная схема задачи течения и теплообмена в круглой трубе с граничными условиями постоянного теплового потока на центральном участке трубы и постоянным расходом теплоносителя

При задании для последнего теста внутри стенки на втором участке вместо постоянного теплового потока задавалось постоянное удельное энерговыделение q_v , причем на всех трех боковых границах трубы задавались адиабатные условия.

Минимальная длина каждого из участков (рис. 1) должна превышать длину стабилизации. Для круглой трубы безразмерная длина гидродинамического успокоительного участка l/d оценивалась по формуле [20]

$$\frac{l}{d} = 40 + \frac{-250}{3.24 + \text{Re}/1000}.$$

Длина успокоительного участка 3 должна быть не менее величины участков как гидродинамической, так и тепловой стабилизации [20], зависящей от числа Пекле $\text{Pe}=\text{Re}\cdot\text{Pr}$:

$$\frac{l_t}{d} = \frac{0.04 \cdot \text{Pe}}{1 + 0.002 \cdot \text{Pe}}.$$

Обогреваемый участок 2 также должен быть больше участка тепловой стабилизации. Для воды при средней $t = 25^\circ\text{C}$, внутреннем и наружном диаметрах стенки $d = 9\text{ мм}$ $d_{out} = 10\text{ мм}$, $U = 2\text{ м/с}$, $\text{Re} = 1,79\text{e}+4$, $\text{Pr} = 7,03$ $\text{Pe} = 1,26\text{e}+5$, $1/d = 28$, $1_t/d = 20$. Поэтому труба длиной 1 м разбивалась на участки 1 и 3 длиной $1/d > 30$ (по 0,3 м), остальной обогреваемый участок длиной 0,4 м. Сравнение безразмерных профи-

лей проводилось на длине 0,3 м от начала обогрева (0,6 м от начала трубы).

Система усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, включающая в себя уравнения сохранения массы, импульса, энергии, при принятых допущениях и в сопряженной постановке имеет следующий вид.

Уравнение сохранения массы в дивергентной форме

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{U}) = 0, \quad (1)$$

где дивергенция $\vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{U}) = \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w)$ в декартовых координатах

и вектор скорости $\vec{U} = u \cdot \vec{i} + v \cdot \vec{j} + w \cdot \vec{k}$ в трех ортогональных пространственных направлениях.

Уравнение сохранения импульса (векторное) фактически решается в виде трех скалярных уравнений сохранения для каждой из проекций скорости:

$$\frac{\partial \rho \vec{U}}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \cdot \vec{U}) = -\nabla \cdot P + \nabla \cdot [(\mu + \mu^T) \nabla \cdot \vec{U}] + \rho \cdot \vec{g}. \quad (2)$$

Приняты стандартные для усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса обозначения: P , ρ , μ и g – соответственно давление, плотность, динамическая вязкость и гравитационная постоянная. Турбулентность принималась изотропной с коэффициентом турбулентной вязкости μ^T , не зависящим от направления.

Уравнения сохранения энергии в дивергентной форме различаются для теплоносителя и стенки для принятой сопряженной постановки задачи:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + q_v, \quad (3)$$

для теплоносителя

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \cdot C_p T) = \nabla \cdot [(\lambda + \lambda^T) \nabla \cdot T] + q_v. \quad (4)$$

Для теплоносителя в (4) расчет коэффициентов теплопроводности ведется на основе профиля безразмерной турбулентной вязкости по соотношению

$$(\lambda + \lambda^T) = \lambda \left[1 + \left(\frac{\mu^T}{\mu} \right) \left(\frac{Pr}{Pr^T} \right) \right]. \quad (5)$$

При выводе (5) использованы определения для числа Прандтля $Pr = \frac{\nu}{a}$, удельной температуропроводности $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$, турбулентной температуропроводности

$a^T = \frac{\lambda^T}{\rho C_p}$, турбулентного числа Прандтля $Pr^T = \frac{\nu^T}{a^T} = \frac{\rho C_p \nu^T}{\lambda^T}$, тогда для турбулентной

теплопроводности получим $\lambda^T = \frac{\rho C_p \nu^T}{Pr^T}$.

Для описания профилей турбулентной вязкости и затем теплопроводности используются получаемые из двухпараметрической модели турбулентности профили турбулентной вязкости по формуле Колмогорова

$$\nu^T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (6)$$

Безразмерный профиль турбулентной вязкости

$$\frac{v^T}{v} = \frac{\mu^T}{\mu} = C_\mu \frac{k^2}{v\varepsilon}. \quad (7)$$

Здесь учтена связь между динамической и кинематической вязкостью: $\mu = \rho\nu$ и $\mu^T = \rho\nu^T$.

Для определения всех восьми неизвестных ($P, u, v, w, T, \rho, h, e$) кроме существующих пяти уравнений сохранения (уравнение сохранения импульса решается в виде трех скалярных уравнений для компонент скорости) необходимо иметь дополнительно еще три уравнения. Это уравнение состояния и два уравнения модели турбулентности.

Для воды стандарты в качестве уравнения состояния предписывают использовать международную формулировку IF-97 [3–5]. Уравнение состояния включает в себя зависимость между основными параметрами состояния; условно запишем его как зависимость плотности ρ от давления P и температуры T :

$$\rho = \rho(P, T). \quad (8)$$

Калорические уравнения состояния связывают внутреннюю энергию e и энтальпию h с температурой T . В условиях постоянства объема используется удельная изохорная теплоемкость C_v , а при постоянном давлении – удельная изобарная теплоемкость C_p . Калорические уравнения принимают вид

$$de = C_v \cdot dT, \quad (9)$$

$$dh = C_p \cdot dT. \quad (10)$$

Выбрана k - ε -модель турбулентности, в которой используются два транспортных дифференциальных уравнения второго порядка для расчета кинетической энергии k и ее турбулентной диссипации ε . Эта модель стабильна, для нее не требуются значительные вычислительные ресурсы, и долгое время она была промышленным стандартом. Модель хорошо зарекомендовала себя при расчете внутренних течений.

k – кинетическая энергия турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \cdot k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu^T}{\sigma_k} \right) \nabla \cdot k \right] + P_k + G_k - \rho \cdot \varepsilon. \quad (11)$$

ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \cdot \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu^T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \cdot \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \rho \cdot \frac{\varepsilon}{k} (P_k + G_k - C_{3\varepsilon} G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (12)$$

$P_k^{(k)}$ – компонента генерации турбулентности, кратко записываемая в виде

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad -\overline{u'_i u'_j} = \nu^T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}. \quad (13)$$

Эффект плавучести описывается компонентой

$$G_k = \beta g_i \frac{\mu^T}{\rho T} \frac{\partial T}{\partial x_i}. \quad (14)$$

Здесь g_i – проекция вектора ускорения свободного падения, β – коэффициент теплового расширения

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p. \quad (15)$$

Двухпараметрическая модель связана через соотношение Колмогорова (6) с уравнениями сохранения импульса и другими уравнениями системы.

Использованы следующие коэффициенты k - ε -модели турбулентности: $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 1.44$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $Pr_T = 1$, $C_{3\varepsilon} = 1$. Турбулентное число Прандтля в пристеночной области $Pr_T = 1$, в ядре потока $Pr_T = 0.85$.

В общем случае точность численного решения повышается с усложнением модели турбулентности. Однако точность моделей ограничена экспериментальными погрешностями данных, на основе обобщения которых получены сами уравнения модели.

Для дифференциальных уравнений двухпараметрической модели турбулентности необходимо задавать физически разумные граничные условия. Устойчивость решения зависит от правильности задания входных условий, особенно ε . Из формулы (6) следует запрет на использование нулевых значений ε как начального приближения.

Для задания входных граничных условий предполагаем, что флуктуации на входе изотропны. Использована оценка для сечения входа $k = \frac{3}{2} v_*^2 = 0.02 \text{ [м}^2/\text{с}^2]$ че-

рез динамическую скорость $v_* = \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} U$, в которой для коэффициента трения ξ использовалась формула Филоненко [20]

$$\xi = (1.82 \lg(Re) - 1.64)^{-2}. \quad (16)$$

Энергия диссипации зависит от характерного размера масштаба турбулентности l , который оценивался равным гидравлическому диаметру. Использована оценка для сечения входа

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{0.2l} = 0.26 \text{ [м}^2/\text{с}^3].$$

Сетка генерируется утилитой blockMesh со сгущением у стенки и содержит свыше 0,1 миллиона ячеек. На рисунке 2 показано сечение использованной при решении расчетной сетки.

Выполнено сравнение как интегральных параметров решения – перепада давления на трубе, подогрева теплоносителя, так и локальных характеристик. Учитывается перестройка профиля скорости на начальном участке, для чего использована формула, зависящая от отношения максимальной скорости к средней:

$$\frac{U_{\max}}{U} = 1 + \frac{1}{1 + 1.3 Re^{0.12}}, \quad (17)$$

$$\Delta P = \left[\frac{L}{d} \xi \right] \frac{\rho U^2}{2} + \left[\left(\frac{U_{\max}}{U} \right)^2 - 1 \right] \frac{\rho U^2}{2}. \quad (18)$$

Вклад второго компонента в (18), учитывающего гидродинамический начальный участок, в перепад давления на трубе снижается с ростом Re от 15 до 12%. Коэффициент трения ξ рассчитывался по формуле (16). Общий перепад давления

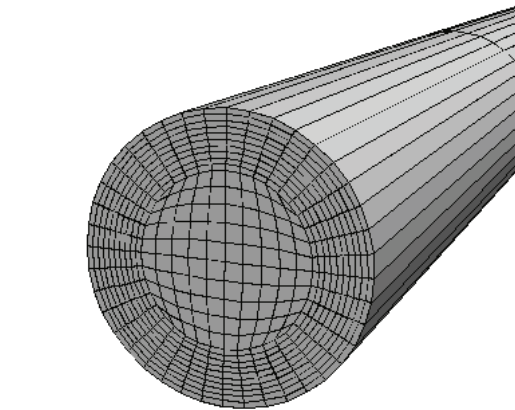


Рис. 2. Сечение сетки в круглой трубе со сгущением у стенки

на трубе при численном решении для рассматриваемой задачи хорошо совпадает (2%) с соотношением (18), в котором учтено влияние дополнительных потерь на начальный участок для входного профиля скорости. При больших подогревах погрешность численного решения возрастает, так как требуется учитывать ускорение потока.

Опытные данные по профилям обобщены многими исследователями в виде безразмерных профилей скорости $w^+(y^+)$ и температуры $T^+(y^+Pr)$ и приводятся

ниже для сравнения. Безразмерная скорость $w^+ = \frac{u}{v_*}$; $y^+ = \frac{yv_*}{\nu}$;

$v_* = \sqrt{\tau_0/\rho} = \bar{U}\sqrt{\xi/8}$; y – расстояние от стенки.

Поле скорости для гладкой трубы при турбулентном течении описывается трехслойной моделью Кармана [20]:

$$\begin{aligned} w^+ &= y^+ \text{ при } y^+ \leq 5, \\ w^+ &= 5,0\ln(y^+) - 3,05 \text{ при } 5 < y^+ < 30, \\ w^+ &= 2,5\ln(y^+) - 5,5 \text{ при } y^+ > 30. \end{aligned} \quad (19)$$

В центральной части трубы (на оси) логарифмический закон Кармана не выполняется, так как не согласуется с условием $\partial w/\partial r = 0$. Для этой области профиль скорости близок к классическому профилю Дарси [20]:

$$(w_{\max} - w)/v_* = 5,08(1 - y/r_0)^{3/2}. \quad (20)$$

При сравнении расчетных и опытных данных удобнее иметь единую зависимость для всех областей течения. Формула Рейхардта описывает почти весь профиль от стенки до оси трубы [20] кроме зоны около оси, где необходимо использовать формулу (20). Универсальный безразмерный профиль Рейхардта имеет вид

$$w^+ = 2,5\ln\left[\left(1 + 0,4y^+\right)1,5\frac{(1+R)}{(1+2R^2)}\right] + 7,8\left[1 - \exp\left(-\frac{y^+}{11}\right) - \left(\frac{y^+}{11}\right)\exp(-0,33y^+)\right], \quad (21)$$

где $R = r/r_0$ – безразмерный радиус; r – текущий радиус; r_0 – радиус трубы.

Единую зависимость $w^+(y^+)$ также дает профиль П.А.Ушакова и Ю.Д. Левченко [20]

$$w^+ = [2,5\ln(y^+ + 1) + 5,5] \frac{y^+ (1 - 0,5(y^+/r_0^+)^2)}{2,5\ln(y^+ + 1) + 5,5}. \quad (22)$$

Сравнение результатов, приведенных к безразмерному виду, расчетных профилей скорости с универсальными профилями представлено на рис. 3.

Видно, что полученные расчетные данные хорошо совпадают с безразмерными кривыми, являющимися обобщением опытных данных по профилям скорости в трубах.

Сравнение требуется провести и для профилей температуры. Безразмерный трехслойный профиль температуры для капельных жидкостей и жидких металлов получили В.И. Слободчук и П.Л. Кириллов [22]. Обобщение опытных данных по профилям температур для обычных теплоносителей при $Pr \geq 0.7$:

$$\begin{aligned} T^+ &= y^+Pr \text{ при } (y^+Pr) < 5, \\ T^+ &= 5,75\ln(y^+Pr) + 5,5 \text{ при } 5 \leq (y^+Pr) \leq 30, \\ T^+ &= 2,3\ln(y^+Pr) + B(Pr) \text{ при } (y^+Pr) > 30, \\ B(Pr) &= 24,5Pr^{0,55} - 8,2\ln(Pr) - 19. \end{aligned} \quad (23)$$

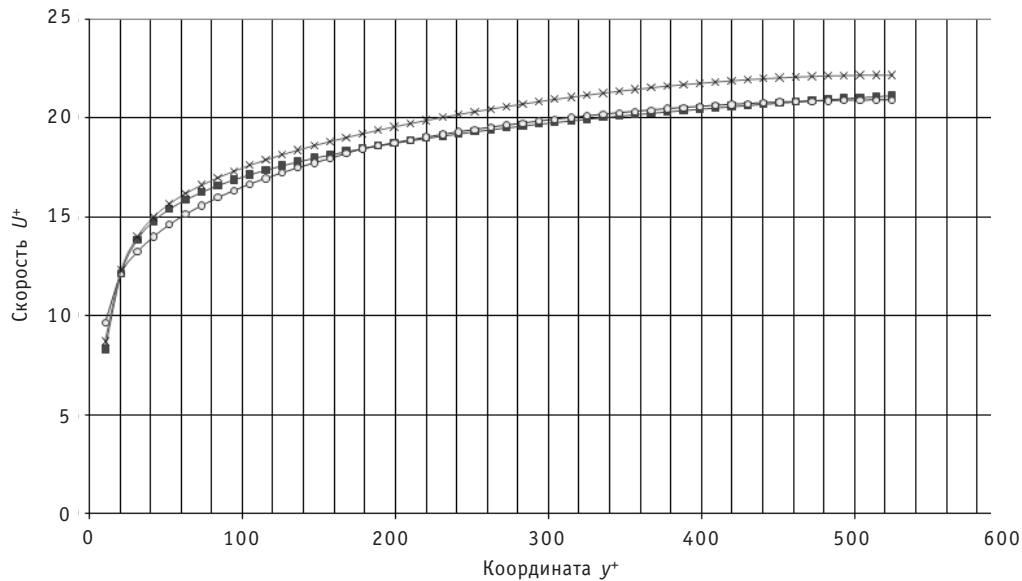


Рис. 3. Сравнение профилей скорости: ■ – расчетный профиль по коду OrenFOAM; ○ – профиль Левченко-Ушакова (22); × – профиль Рейхардта (21)

Для жидких металлов В.И. Слободчук и П.Л. Кириллов [22] получили при $Pr \ll 1$

$$\begin{aligned} T^+ &= y^+ Pr \text{ при } (y^+ Pr) < 1, \\ T^+ &= 1,87 \ln(y^+ Pr + 1) + 0,065 y^+ Pr - 0,36 \text{ при } 1 \leq (y^+ Pr) \leq 11,7, \\ T^+ &= 2,5 \ln(y^+ Pr) - 1 \text{ при } (y^+ Pr) > 17,1. \end{aligned}$$

В центральной части круглой трубы имеется область, в которой логарифмический закон не выполняется, так как не согласуется с условием $\partial T / \partial r = 0$. Эта область описывается формулой [20]

$$T^+ = \frac{T_{\max} - T}{T_*} = k \left((1 - (y/r_0)^2) \right), \quad k = \frac{Pe}{4} \sqrt{\frac{\xi}{8}} \frac{1}{1 + \lambda_T / \lambda}. \quad (24)$$

Здесь на оси можно использовать формулу из [21] для

$$\frac{\lambda_T}{\lambda} = 0,0022 Pe (1 + R^2 - 2R^3) \text{ при } R = 0. \text{ Безразмерная температура отсчитывается}$$

от температуры стенки T_w : $T^+ = \frac{T_w - T}{T_*}$; $T_* = \frac{q}{\rho v_* c_p}$ – масштаб температуры («темпе-

ратура трения»); $y^+ = \frac{y v_*}{\nu}$ – безразмерное расстояние от стенки (инвариант Лой-цанского); y – расстояние от стенки; $v_* = \bar{U} \sqrt{\xi/8}$ – динамическая скорость, используется как масштаб скорости; $1 - R = y/r_0$ – безразмерное расстояние от стенки; r_0 – радиус трубы.

В [21] для описания всего диапазона от стенки до оси трубы был модифицирован профиль Рейхардта (21) путем замены в безразмерном распределении для профиля скорости величины (y^+) на комплекс $(y^+ Pr)$. Для согласования с опытными данными в (25) была подобрана константа перед второй скобкой:

$$T^+ = 2,5 \ln \left[(1 + 0,4 y^+ \text{Pr})^{1,5} \frac{(1+R)}{(1+2R^2)} \right] + 1,0 \left[1 - \exp \left(-\frac{y^+ \text{Pr}}{11} \right) - \left(\frac{y^+ \text{Pr}}{11} \right) \exp(-0,33 y^+) \right]. \quad (25)$$

Аналогично авторами была выполнена модификация безразмерного профиля скорости П.А. Ушакова и Ю.Д. Левченко (22) для получения безразмерного профиля температуры. Поскольку в ядре потока должно выполняться третье соотношение трехслойного профиля (23), авторами получен безразмерный профиль при $\text{Pr} \ll 1$:

$$T^+ = \left[2,5 \ln(y^+ \text{Pr} + 1) - 1 \right] \text{th} \frac{(y^+ \text{Pr}) \cdot (1 - 0,5(y^+/r_0^+)^2)}{2,5 \ln(y^+ \text{Pr} + 1) - 1},$$

при $\text{Pr} \geq 0.7$:

$$T^+ = \left[2,3 \ln(y^+ \text{Pr}) + B(\text{Pr}) \right] \text{th} \frac{(y^+ \text{Pr}) \cdot (1 - 0,5(y^+/r_0^+)^2)}{2,3 \ln(y^+ \text{Pr}) + B(\text{Pr})}. \quad (26)$$

Здесь $B(\text{Pr}) = 24,5 \text{Pr}^{0,55} - 8,2 \ln(\text{Pr}) - 19$.

Сравнение результатов, приведенных к безразмерному виду, расчетных профилей температуры с универсальными профилями представлено на рис. 4. Для профиля температуры получено хорошее совпадение расчетных и опытных данных.

Рассчитанный по подведенной мощности балансный подогрев теплоносителя хорошо совпадает (0,5%) с подогревом между входом и выходом на оси трубы. Погрешность вносит не полностью плоский профиль температуры на выходном третьем адиабатическом участке.

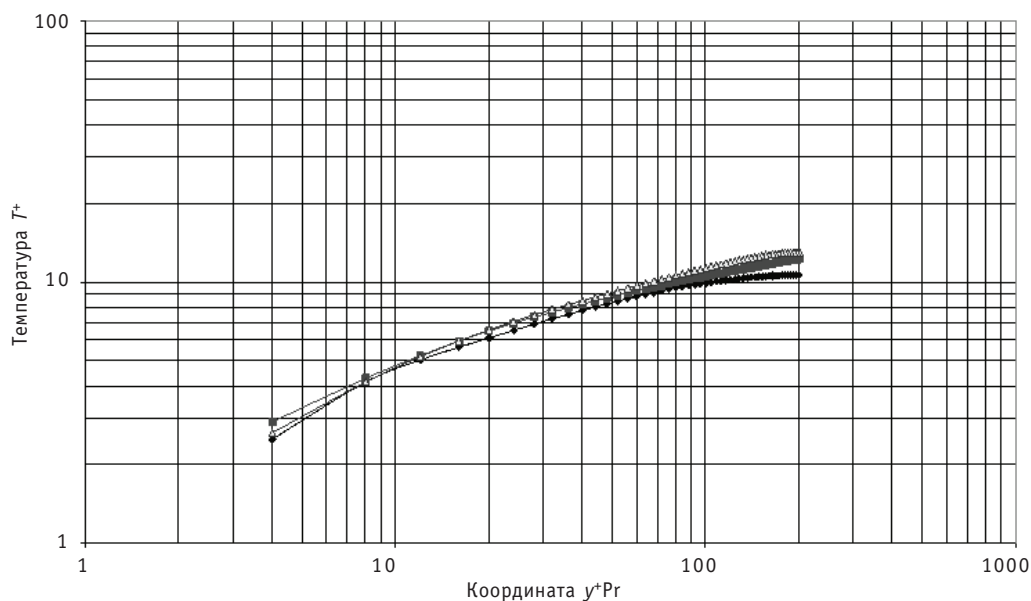


Рис. 4. Сравнение универсальных профилей температуры: \blacklozenge – расчеты авторов по коду OpenFOAM (OF) на воздухе; \blacksquare – профиль Рейхардта (25); \triangle – профиль, полученный авторами (26)

Следующая формула в безразмерной форме обобщает коэффициент теплообмена:

$$Nu = \frac{(\xi/8)RePr}{(1+900/Re)+12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \quad (27)$$

На рисунке 4 приведено сравнение профилей температуры, полученное при использовании несопряженного решателя и воздуха в качестве теплоносителя.

Систематическое снижение профиля на оси вызвано несправедливостью в этой зоне логарифмического профиля температуры.

Для профилей скорости и температуры получено хорошее совпадение безразмерных расчетных и опытных данных.

Задача решалась на компьютере с четырьмя ядрами с использованием распараллеливания, обеспечивавшегося пакетом мультипроцессорного интерфейса MPI в OpenFOAM [2]. Представленные решения получены методом установления при расчете после 10 секунд физического времени 10^6 расчетных шагов. Отдельно проверялось совпадение решения с расчетом на одном и четырех ядрах.

В заключение можно отметить следующее. Работа имеет важную *практическую значимость*, поскольку открытый пакет с исходным кодом является отчуждаемым от разработчиков, легко доступным, бесплатным современным расчетным средством. При введении аналогичных выполненных авторами изменений он способен решать широкий круг задач реакторной теплофизики, что может быть полезно широкому кругу проектантов.

Авторами на базе решателя chtMultiRegionFoam кода OpenFOAM [2] был разработан сопряженный решатель vagChtMultiRegionFoam, в котором добавлены свойства стандарта воды [3–5] на базе пакета с открытым исходным кодом MCF [19], а в уравнении энергии для стенки добавлено удельное энерговыделение. Проведено тестирование всех этапов модификации. Были решены задачи расчета течения в круглой трубе при задании постоянного теплового потока со стенки, а также постоянного энерговыделения в стенке в сопряженной постановке для теплообмена. Результаты сравнения с опытными данными хорошие, что позволяет говорить о возможности расчета с использованием кода OpenFOAM задач вычислительной гидродинамики и сопряженного теплообмена.

Литература

1. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Под. ред. Б.С. Петухова. Учебное пособие для вузов. – М.: Атомиздат, 1974. – 408 с.
2. OpenFOAM – www.open CFD.co.uk (дата обращения: 25.05.2010).
3. Стандарт воды IAPWS-IF97 <http://www.iapws.org/> (дата обращения: 25.05.2010).
4. Software for the Industrial-Formulation IAPWS-IF97 for Water und Steam <http://www.ruhr-uni-bochum.de/thermo/Software/Seiten/IAPWS-IF97-eng> (дата обращения: 25.05.2010).
5. Александров А.А. Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 168 с.
6. Мигров Ю.А., Волкова С.Н., Юдов Ю.В. и др. КОРСАР – теплогидравлический расчетный код нового поколения для обоснования безопасности АЭС с ВВЭР // Теплоэнергетика. – 2001. №9. – С. 36–43.
7. RELAP5/MOD3. Code Manual. Volume 1. Idaho Natural Engineering Laboratory, Idaho, 1995.
8. TRAC-PF1/MOD2 Theory manual, Ver. 5.4, July 21 1993, NM 87545, Los-Alamos TSA-8 / by Jay W. Spore, Susan J. Jolly-Woodruff, Thad K. Knight, Ju-Chuan Linn, Ralph A. Nelson, Kemal O. Pasamehmetoglu, Robert G. Steinke, Getin Unal/Nuclear Technology and Engineering Division, Engineering and Safety Analysis Group N-6, LANL, Los Alamos, New Mexico.

9. CATHARE code – Development and assessment methodologies/J.C. Vicaelli, F. Barre, D. Bestion// ANS winter Meeting, San Francisco, 1995. – P.1- 15.
10. *Burwell M.J., Lerchl G., et al.* The Thermalhydraulic Code ATHLET for Analysis of PWR and BWR Systems//NURETH-4, Proc. Fourth Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, v.2. – Karlsruhe, 1989. – P.1234-1240.
11. FLUENT <http://www.fluent.com/> (дата обращения: 22.05.2010).
12. STAR-CD <http://www.cd-adapco.com/products/STAR-CD/index.html> (дата обращения: 22.05.2010).
13. Ansys CFX: www.ansys.com (дата обращения: 22.05.2010).
14. Flow Vision: www.flowvision.ru (дата обращения: 22.05.2010).
15. LS-Dyna <http://www.ls-dyna.ru/> (дата обращения: 22.05.2010).
16. PHOENIX <http://www.cham.co.uk/default.php> (сайт Сполдинга Б. дата обращения: 22.05.2010).
17. NUMECA <http://www.numeca.com/> Бельгия (дата обращения: 22.05.2010).
18. Форум <http://fsapr2000.ru/lofiversion/index.php/t17087.html> (дата обращения: 22.05.2010).
19. www.os-cfd.ru (дата обращения: 22.05.2010).
20. *Кириллов П.Л., Бобков В.П., Жуков А.В., Юрьев Ю.С.* Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике. Том 1. Тепогидравлические процессы в ЯЭУ/*Под общ. ред. П.Л. Кириллова.* – М.: ИздАт, 2010. – 776 с.
21. *Боришанский В.М., Кутателадзе С.С., Новиков И.И., Федынский О.С.* Жидкометаллические теплоносители. Изд. 3-е. – М.: Атомиздат, 1976. – 328 с.
22. *Галин Н.М. Кириллов П.Л.* Тепломассообмен (в ядерной энергетике): Учеб пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 375 с.

Поступила в редакцию 23.06.2010

УДК 504.064.36:574

Comparative assesment of radiation risk in regions of the location of Novovoronezh, Balakovo and Leningrad Nuclear Power Plants \ M.A. Dmitrieva, A.I. Kryshev, K.D. Sanina; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yademaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 8 pages, 3 tables, 1 illustration. – References, 14 titles.

Radiation monitoring data of environment near reference objects – Novovoronezh Nuclear Power Plant (NVAES), Balakovo Nuclear Power Plant (BALAES) and Leningrad Nuclear Power Plant (LAES) are summarized in this work (study). Methodology of risk analysis concerning radiation contamination of environment is approved. Results of statistic analysis of radiation monitoring data from different exposure pathways of population, resident in regions of the location NPP are given in this paper. There are also guidelines (recommendations) for optimization of radiation monitoring.

УДК 504.064

Comparative Environmental Impacts of Energy Generating Technologies and Ecological Incentives for the Nuclear Power Development \ V.I. Usanov, V.S. Kagramanayan, E.N. Rachkova; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yademaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 8 pages, 2 tables, 1 illustration. – References, 5 titles.

The model of comparative environmental impacts of energy generating technologies is discussed in the paper. It allows making quantitative assessment of the related impacts and exploring advantages and weak points of the energy generating source under consideration. The model is used for the comparative analysis of the full-energy-chain electricity production options with normalization to natural resources of Russia. The study shows that use of coal and oil fuel cycles give the highest ecological impact; gas fuel cycle and wind take intermediate position; solar and nuclear energy sources were found to be the most ecologically clear options. Under normal operation, the centre of the nuclear fuel cycle environmental impact is displaced to the domain of non-organic resources while other cycles impact biosphere more directly. It's an important result since one can expect more strict impact limitations in the future just in respect of biosphere. The study concludes that health and environment protection are important incentives for development of nuclear power.

УДК 621.039.534

An Experimental Study of Throttles Hydrodynamics in the Mediums of Circulating Water and Lead Coolants \ A.V. Beznosov, M.A. Antonenkov, T.A. Bokova, M.V. Iarmonov, K.A. Makhov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yademaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 8 pages, 1 table, 9 illustrations. – References, 2 titles.

The implemented experimental study and comparison of water and high temperature ($T=400 - 500^{\circ}\text{C}$) liquid metal flows hydraulic characteristics for throttles $d = 3,0 \text{ mm}$, $l = 5,0 \text{ mm}$; $d = 4,0 \text{ mm}$, $l = 5,0 \text{ mm}$; $d = 6,0 \text{ mm}$, $l = 5,0 \text{ mm}$; $d = 4,0 \text{ mm}$, $l = 3,0 \text{ mm}$; $d = 4,0 \text{ mm}$, $l = 7,0 \text{ mm}$ for the average stream speed in narrow sections from 1 to 30 m/s with the saturating of lead coolant with oxygen.

Such types of throttles are used in hydrostatic journal bearings (for its operability estimation) in the leading circulating pumps for innovative fast nuclear reactors that are cooled with heavy liquid metals, or in ejection system for HLHC refinement etc.

Results that are received shows that hydraulic characteristics of lead coolant in throttles in certain cases (back-supporting pressure after a throttle, the throttles geometry) differs considerably from those of water stream and its values that are received by the theoretical estimation. It makes for inadmissibility to use existing design formulas for hydrostatic journal bearings designing concerning lead and probably lead-bismuth coolants.

УДК 621.039.553

Calculation of the Conjugated Heat Transfer in Pipe by CFD-Method \ A.A. Kazantsev, V.R. Anisonyan; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yademaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 11 pages, 4 illustrations. – References, 22 titles.

The results of 3D calculations with use of computational fluid dynamics are presented. Comparison of the results is carried out on the basis of program package OpenFOAM applied to the standard

conjugated problem of heat transfer in the pipe at constant heat flux from pipe wall and problem with heat release in the wall.

УДК 539.1.07:621.384.8

Plasma-optical three-division Spent Nuclear Fuel \V.M. Bardakov, Vo Nhu Dan, G.N. Kichigin, N.A. Strokin; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 7 pages, 4 illustrations. – References, 10 titles.

For plasma-optical mass separator POMS-E-3 found the modes in which a separation of spent nuclear fuel into 3 parts, corresponding to two groups of fission products and transuranic elements. Proposed for the same purpose, a new plasma-optical mass separator POMS-CV, which excluded whirler.

УДК 621.039.5

Mastering of the fast sodium reactor technology. Construction of the BN-800 reactor \D.L. Zverev, B.A. Vasilev, V.Yu. Sedakov, N.G. Kuzavkov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 13 pages, 6 tables, 6 illustrations. – References, 12 titles.

The main aim of the BN-800 reactor construction is the perfection of the closed fuel cycle. The measures to improve BN800 reliability, safety and economic performance as compared to its predecessor BN-600 are focused upon.

УДК 621.314.5

Modeling of Unit Power Supply of Nuclear Power Plant \K.K. Krutikov, V.V. Rozhkov, V.N. Ivanov, E.A. Perfilyev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 8 pages, 6 illustrations. – References, 7 titles.

In the soft of MatLab the package of the models is developed, allowing to investigate the basic modes of functioning of blocks of units of an uninterrupted food in updating for Nuclear Power Plant. The comparative analysis of units of the uninterrupted food which is let out by different firms is given, results of modeling of one of possible enough difficult scenarios of work of the unit are resulted.

УДК 621.039.566

Radiological Aspects of Nuclear Power Plant Accidents \V.A. Kutkov, V.V. Tkachenko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 11 pages, 5 tables, 1 illustration. – References, 24 titles.

The article deals with international recommendations for the protection of the public in radiation emergency. Comparison of the rules and regulations of the Russian Federation, the governing radiation protection of workers and the public in the event of nuclear accidents at NPP, with relevant international guidelines, shows that this national system is not complete and requires a revision of the regulatory framework to bring it into compliance with IAEA safety standards.

УДК 621.039.548.5

Estimation of the WWER-1000 Fuel Element Cladding Damage Parameter Axial Distribution at Day Cycle Power Maneuvering \M.V. Maksimov, S.N. Pelykh, O.V. Maslov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2011. – 9 pages, 6 tables, 5 illustrations. – References, 7 titles.

A calculation estimation of the WWER-1000 fuel element cladding damage parameter axial distribution at day cycle power maneuvering, taking into account the fact that the fuel element axial segments and fuel assemblies differ greatly in their local linear heat rate jump and stationary power values, has been done. It has been obtained that on condition that the fuel element length is divided into eight equal axial segments, the sixth (counting from the core bottom) axial segment cladding durability limits the WWER-1000 operation time at day cycle power maneuvering.