

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ВЕНТИЛИРУЕМОГО КОНТЕЙНЕРА С ОТРАБОТАВШИМ ЯДЕРНЫМ ТОПЛИВОМ ПУТЕМ РЕШЕНИЯ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОМАССОБМЕНА**

**Алёхина С. В., Голошапов В. Н., Костиков А. О., Мацевитый Ю. М.**

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина*

*При помощи компьютерного моделирования исследуется процесс теплообмена в вентилируемом контейнере для длительного промежуточного хранения герметичной корзины с отработавшими тепловыделяющими сборками в условиях вынужденной конвекции. Задача рассматривается в трехмерной сопряженной постановке с учётом действия механизмов естественной и вынужденной конвекции, а также теплообмена излучением. Приведены результаты расчета для отдельно стоящего контейнера при различных внешних ветровых воздействиях.*

### **Введение**

Проблема хранения отработавшего ядерного топлива (ОЯТ) в современных условиях развития мировой энергетической отрасли становится все более актуальной. Существует несколько способов хранения ОЯТ, однако среди них наиболее предпочтительным считается сухое хранение ввиду его экономичности, простоты и безопасности. Такой способ хранения применяется на атомных станциях Германии, Литвы, Швеции, Японии, США.

Сухой способ хранения ОЯТ представляет собой размещение отработавших тепловыделяющих сборок (ОТВС) в герметичных контейнерах хранения. Контейнеры могут быть невентилируемые (например, CASTOR, CONSTOR, POLLUX, разработанные немецкой фирмой GNB) и вентилируемые (например, VSC-17 и VSC-24, разработанные американской фирмой Duce Engineering and Services). Сухое хранилище отработавшего ядерного топлива (СХОЯТ) представляет собой площадку, на которой расположены для временного хранения вентилируемые контейнеры хранения (ВКХ) с ОТВС.

Одним из основных критериев безопасности при эксплуатации СХОЯТ является контроль теплового состояния ВКХ, в частности уровня температуры оболочек твэлов для ОТВС, расположенных в центре корзины хранения ОЯТ. В литературе достаточно широко освещены вопросы исследования теплового состояния невентилируемых контейнеров хранения ОЯТ [1, 2], однако мало внимания уделено исследованию тепловых процессов, происходящих в вентилируемых контейнерах. Поэтому представляет большой интерес изучение контейнеров марки VSC-24 (VSC-17 рассмотрены в работах [3 – 5]), которые широко используются, например, на атомной станции «Палисейдс» в США и перспективны для использования на АЭС Украины.

Контроль теплового состояния ВКХ осуществляется путем контроля нагрева выходящего воздуха из контейнера. Поскольку контроль теплового состояния ОТВС невозможен прямым измерением, необходимо для его оценки привлекать расчетные методы определения теплового состояния многоместной герметичной корзины (МГК) с ОТВС.

Для решения поставленной задачи определения теплового состояния МГК были выполнены:

- формирование математической модели обтекания ВКХ воздушным потоком с учетом ветровой нагрузки и протекания охлаждающего воздуха через вентиляционные каналы с учётом тепловыделения внутри МГК;
- расчёт тепловых нагрузок ВКХ и МГК и кинематики воздушных потоков снаружи и внутри контейнера в результате решения сопряженных задач теплопроводности.

Целью данной работы является исследование процесса тепломассообмена в ВБК с помощью одного из современных программных комплексов для решения задач гидрогазодинамики и тепломассообмена (PHOENICS, FLUENT, ANSYS, STAR-CD и др.).

### Математическая модель

При решении задачи использовалась математическая модель теплофизических процессов, происходящих при хранении ОТВС в ВКХ на площадке СХОЯТ, которая позволяет учитывать влияние ветра, имеющего различную скорость и азимут.

Задача отвода тепла, выделяемого в контейнерах, решается в сопряженной постановке как внутри, так и снаружи ВКХ.

Оценка характера течения согласно критерию Рейнольдса [6, 7] при вынужденной конвекции, вызванной тягой в канале, а также движение воздуха вблизи поверхности контейнера, вследствие наличия ветра при скоростях 1–10 м/с, следует рассматривать как развитое турбулентное ( $Re \approx 2 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6 > 10^5$ ).

Принимая во внимание характер зависимости выделяемой тепловой мощности одной ОТВС от времени хранения и допуская неизменность внешних погодных условий, задачу оценки тепловыделения в контейнерах ВКХ рассматриваем в стационарной постановке.

Математическая модель рассматриваемого стационарного теплофизического процесса, аналогична используемой нами в [8] и включает в себя следующие уравнения в частных производных:

– неразрывности;

$$\rho \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0$$

где  $\rho$  – плотность воздуха;

$u, v, w$  – компоненты вектора скорости  $v$ ;

– движения вязкой жидкости Навье–Стокса;

$$\rho \frac{du}{d\tau} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \lambda \operatorname{div} \vec{v} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right),$$

$$\rho u \frac{dv}{d\tau} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \lambda \operatorname{div} \vec{v} + \frac{\partial}{\partial y} \left( 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right),$$

$$\rho \frac{dw}{d\tau} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \lambda \operatorname{div} \vec{v} + \frac{\partial}{\partial z} \left( 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right),$$

где  $g_x, g_y, g_z$  – компоненты вектора ускорения силы тяжести;

$p$  – статическое давление;

$\mu_{\text{эфф}}$  – эффективный коэффициент динамической вязкости.

– энергии;

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho E) + \operatorname{div}(\mathbf{v}(\rho E + p)) = \operatorname{div}(\lambda_{\text{эфф}} \operatorname{grad} T)$$

где  $E = i - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2}$  – полная энергия, отнесенная к единице массы;

$i = \int_{T_0}^T c_p dT$  – энтальпия воздуха ( $T_0 = 273,15$  К);

$c_p$  – теплоёмкость воздуха при постоянном давлении;

$T$  – температура;

$\lambda_{\text{эфф}}$  – теплопроводность (с учётом турбулентной составляющей).

– теплопроводности

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q_v = c \rho_T \frac{\partial T}{\partial \tau}$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;

$T$  – температура;

$q_V$  – удельная мощность внутренних источников теплоты.

Замыкается система дифференциальных уравнений термическим уравнением состояния, а для вычисления турбулентных составляющих теплофизических констант используется стандартная модель турбулентности  $k$ – $\varepsilon$  [9], которая включает в себя два дифференциальных уравнения – для турбулентной кинетической энергии  $k$  и скорости ее диссипации  $\varepsilon$ :

$$\operatorname{div}(\rho k \mathbf{v}) = \operatorname{div} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \operatorname{grad} k \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon,$$

$$\operatorname{div}(\rho \varepsilon \mathbf{v}) = \operatorname{div} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \operatorname{grad} \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{3\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k},$$

где  $G_k$  – член, описывающий генерацию турбулентной кинетической энергии, вызываемой наличием градиентов скорости (в соответствии с гипотезой Буссинеска  $G_k = \mu_t S^2$ );

$G_b$  – член, описывающий генерацию турбулентной кинетической энергии, вызываемой действием архимедовых сил, для идеального газа

$$G_b = - \frac{\mu_T}{\rho \operatorname{Pr}_T} \left( g_x \frac{\partial p}{\partial x} + g_y \frac{\partial p}{\partial y} + g_z \frac{\partial p}{\partial z} \right),$$

$C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$  – константы модели, равные соответственно 1,44, 1,92, 0,09;

$\sigma_k = 1,0$  – турбулентное число Прандтля для  $k$ ;

$\sigma_\varepsilon = 1,3$  – турбулентное число Прандтля для  $\varepsilon$ ;

Турбулентная составляющая коэффициента динамической вязкости  $\mu$  определяется выражением

$$\mu_T = 0,09 \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

а турбулентная составляющая теплопроводности воздуха  $\lambda_T$

$$\lambda_T = \frac{c_p \mu_T}{\operatorname{Pr}_T},$$

где  $\operatorname{Pr}_T = 0,85$  – турбулентное число Прандтля.

Для того чтобы сделать заключение о необходимости учёта теплообмена излучением между наружной поверхностью МГК и внутренней поверхностью контейнера, проведена оценка тепловых потоков, по формулам [6, 7]

$$q_{\text{л}} = \varepsilon \cdot \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4), \quad (1)$$

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} F, \quad (2)$$

где

$q_{\text{л}}$  – плотность лучистого теплового потока;

$\varepsilon$  – степень черноты;

$\sigma_0 = 5,672 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – постоянная Стефана–Больцмана;

$T_1$  – температура поверхности твердого тела, излучающего тепло;

$T_2$  – температура поверхности твердого тела, поглощающего тепло;

$Q_{\text{л}}$  – передаваемая излучением тепловая мощность;

$F$  – площадь поверхности тела, принимающего участие в теплообмене излучением.

Воспользуемся результатами расчёта температур без учета лучистого теплообмена, приведенными в [8] для определения  $q_{\text{л}}$ . Следует заметить, что использование результатов расчётов, в которых учитывалась только естественная конвекция, приводит к тому, что плотность теплового потока будет завышенной вследствие того, что при учёте теплообмена излучением в математической модели температура внешней поверхности МГК будет ниже, а температура внутренней поверхности ВКХ выше, чем использовавшиеся значения температур  $T_1$  и  $T_2$ . Тем не менее сравнение  $q_{\text{л}}$  с плотностью теплового потока, отводимого от корзины хранения всеми механизмами теплообмена,

показывает, что количество теплоты, отводимой от МГК посредством теплообмена излучением, может иметь тот же порядок, что и количество теплоты, отводимой посредством конвекции, то есть в математическую модель теплофизических процессов в вентиляционном тракте ВБК необходимо включить уравнение, учитывающее теплообмен излучением.

Аналогичным образом оценим целесообразность учёта теплообмена излучением между различными ВКХ.

Проведенная оценка показывает, что суммарные тепловые потери с боковой наружной поверхности ВБК в результате учета теплообмена излучением на два порядка меньше тепловой мощности, выделяемой в корзине хранения и отводимой от ВКХ всеми механизмами теплообмена (площадь четырех выходных вентиляционных каналов вычиталась из общей площади боковой поверхности контейнера). Следовательно, при рассмотрении теплообмена излучением между различными ВКХ составляющей теплового потока излучением можно пренебречь.

Таким образом, для рассмотрения теплофизических процессов в вентиляционном тракте ВКХ необходимо математическую модель, приведенную в [8], дополнить уравнением, учитывающим теплообмен излучением.

$$Q_{12} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_1^4 - T_2^4) F_{12}, \quad (3)$$

где

$Q_{12}$  – тепловой поток, передаваемый излучением от внешней поверхности корзины к внутренней поверхности контейнера;

$\sigma_0 = 5,672 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – постоянная Стефана–Больцмана;

$\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведенная степень черноты;

$T_1$  – температура внешней поверхности корзины;

$T_2$  – температура внутренней поверхности контейнера;

$F_{12}$  – площадь взаимной поверхности облучения корзины (1) и контейнера (2), которая может быть найдена из выражения

$$F_{12} = \int_{F_1} dF_1 \int_{F_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi R_{12}^2} dF_2,$$

где  $F_1, F_2$  – площади участвующих в теплообмене поверхностей;

$\theta_1$  и  $\theta_2$  – углы между прямой, соединяющей центры элементарных площадок  $dF_1$ , и  $dF_2$ , и соответствующими нормальными к этим площадкам;

$R_{12}$  – расстояние между этими элементарными площадками.

Приведенная степень черноты может быть определена согласно [6, 7] как

$$\varepsilon = [1 + (1/\varepsilon_1 - 1)\varphi_{12} + (1/\varepsilon_2 - 1)\varphi_{21}]^{-1},$$

где

$\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – степень черноты корзины (1) и контейнера (2) соответственно;

$\varphi_{12} = F_{12}/F_1$  и  $\varphi_{21} = F_{12}/F_2$  – коэффициенты облученности или угловые коэффициенты излучения, показывающие, какая часть излучения, испускаемого одним телом, падает на другое.

Поскольку температуры на внешней поверхности корзины хранения МГК и внутренней поверхности ВКХ не являются константами, а изменяются в зависимости от координат, уравнение (3) необходимо применять для элементарных площадок на этих поверхностях и рассматривать систему уравнений типа (3) для каждой пары элементарных площадок, находящихся в зоне видимости друг друга. При этом если на одну элементарную площадку падает излучение от нескольких элементарных площадок, то соответствующие тепловые потоки суммируются.

### Методика решения

Для проверки работоспособности предлагаемой математической модели и метода решения был использован вариант расположения отдельно стоящего ВКХ в свободной зоне площадки СХОЯТ такой, что натекающий воздушный поток можно было рассматривать как равномерный по высоте контейнера. При этом рассматривалось

влияние воздушного потока, поступающего во входные вентиляционные каналы ВКХ, на тепловое состояние оболочек ТВЭЛов для ОТВС, находящихся в центре корзины хранения МГК.

Расчетная область представляет собой цилиндрический контейнер ВКХ с окружающим его воздухом в форме параллелепипеда. Параметры контейнера приведены в работе [10].

Схема расчетной области приведена на рис.1.

Теплообмен на грани  $\Gamma_6$  (поверхность бетонного основания площадки хранения) не учитывался, так как доля тепла, отводимого через бетонные плиты в грунт, незначительна по сравнению с долей тепла, которое отводится проходящим через систему вентиляции ВКХ воздухом в атмосферу.

Расчёты проведены для трёх различных направлений ветра относительно входных и выходных вентиляционных каналов ВКХ (рис. 2):

- вариант А: вектор скорости основного потока воздуха направлен параллельно входным вентиляционным каналам 1н–2н и 4н–3н;

- вариант В: вектор скорости основного потока воздуха направлен перпендикулярно входным вентиляционным каналам 1н–2н и 4н–3н;

- вариант С: вектор скорости основного потока воздуха направлен под углом  $45^\circ$  к входным вентиляционным каналам 1н–2н и 4н–3н;

Для расчетов этих вариантов задавались следующие граничные условия на границе расчетной области (см. рис. 1):

#### 1. Вариант А:

- на гранях  $\Gamma_4$  и  $\Gamma_5$  – вектор скорости и температура основного потока воздуха:

$$v_x|_{\Gamma_4} = v_x|_{\Gamma_5} = 0 \text{ м/с,}$$

$$v_y|_{\Gamma_4} = v_y|_{\Gamma_5} = c,$$

$$v_z|_{\Gamma_4} = v_z|_{\Gamma_5} = 0 \text{ м/с,}$$

$$T|_{\Gamma_4} = T|_{\Gamma_5} = t_n,$$

- на грани  $\Gamma_2$  – атмосферное давление и температура воздуха:

$$p|_{\Gamma_2} = 101300 \text{ Па,}$$

$$T|_{\Gamma_2} = t_n,$$

- через грани  $\Gamma_1$  и  $\Gamma_3$  отсутствуют потоки массы и тепла.

#### 2. Вариант В:

- на гранях  $\Gamma_1$  и  $\Gamma_5$  – вектор скорости и температура основного потока воздуха:

$$v_x|_{\Gamma_1} = v_x|_{\Gamma_5} = c,$$

$$v_y|_{\Gamma_1} = v_y|_{\Gamma_5} = 0 \text{ м/с,}$$

$$v_z|_{\Gamma_1} = v_z|_{\Gamma_5} = 0 \text{ м/с,}$$

$$T|_{\Gamma_1} = T|_{\Gamma_5} = t_n,$$

- на грани  $\Gamma_3$  – атмосферное давление и температура воздуха:

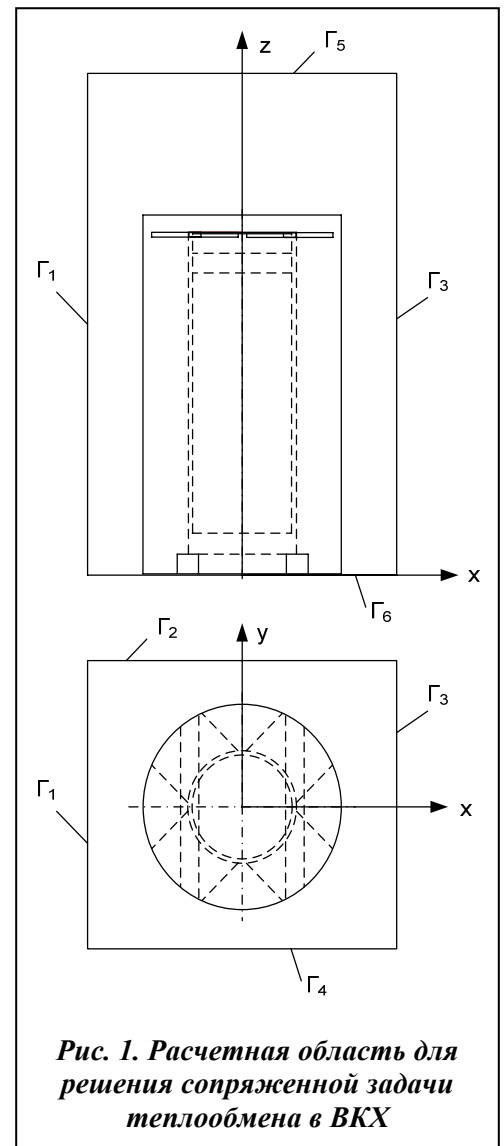
$$p|_{\Gamma_3} = 101300 \text{ Па,}$$

$$T|_{\Gamma_3} = t_n,$$

- через грани  $\Gamma_2$  и  $\Gamma_4$  отсутствуют потоки массы и тепла.

#### 3. Вариант С:

- на гранях  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_4$  и  $\Gamma_5$  – вектор скорости и температура основного потока воздуха:



**Рис. 1. Расчетная область для решения сопряженной задачи теплообмена в ВКХ**

$$v_x|_{\Gamma 1} = v_x|_{\Gamma 4} = v_x|_{\Gamma 5} = \sqrt{0,5} \cdot c,$$

$$v_y|_{\Gamma 1} = v_y|_{\Gamma 4} = v_y|_{\Gamma 5} = \sqrt{0,5} \cdot c,$$

$$v_z|_{\Gamma 1} = v_z|_{\Gamma 4} = v_z|_{\Gamma 5} = 0 \text{ м/с},$$

$$T|_{\Gamma 4} = T|_{\Gamma 5} = t_n,$$

- на гранях  $\Gamma_2$  и  $\Gamma_3$  – атмосферное давление и температура воздуха:

$$p|_{\Gamma 2} = p|_{\Gamma 3} = 101300 \text{ Па},$$

$$T|_{\Gamma 2} = T|_{\Gamma 3} = t_n.$$

В приведённых выше граничных условиях использовались следующие обозначения:

$c$  – скорость ветра в невозмущенном потоке, м/с;

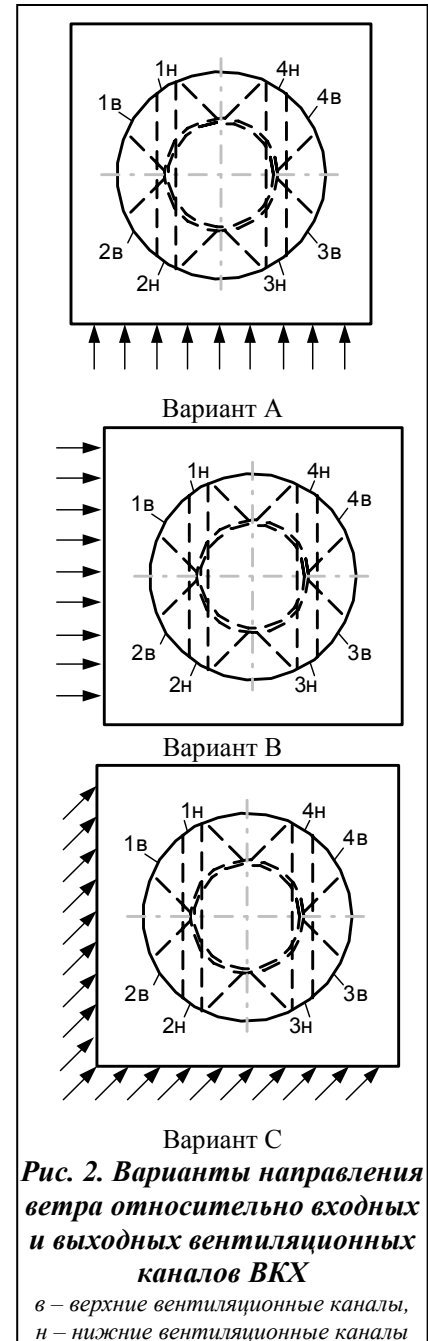
$t_n$  – температура воздуха в невозмущенном потоке, °С.

### Результаты расчетов

Результаты расчётов приведены на рис.3.

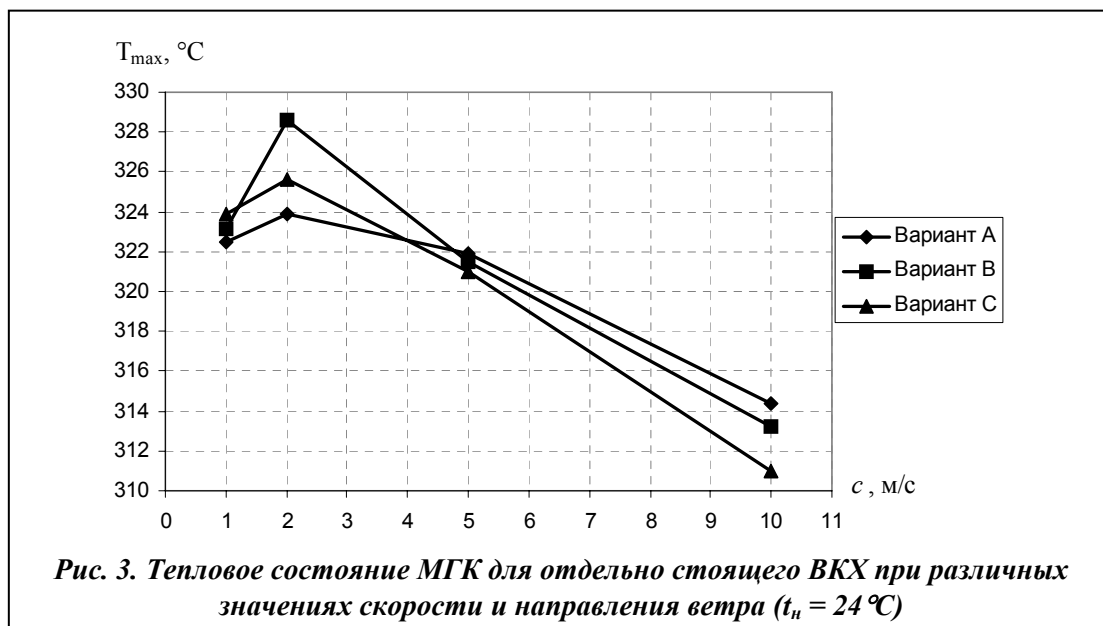
Из рис. 3 видно, что на характер поведения максимальной температуры в центре МГК направление ветра относительно входных и выходных вентиляционных каналов ВКХ оказывает слабое влияние. При слабом увеличении ветра температура в центре МГК увеличивается, а при последующем увеличении скорости начинает снижаться. Обтекание равномерным по высоте воздушным потоком отдельно расположенного на площадке СХОЯТ ВКХ накладывает особенности на структуру движения воздуха в вентиляционных каналах контейнера.

На рис 4 приведена структура движения воздуха в выходных (1в, 2в, 3в, 4в) вентиляционных каналах ВКХ, сформировавшаяся при натекании на контейнер равномерного по высоте потока воздуха, скорость которого равна 5 м/с. Температура наружного воздуха  $t_n = 24$  °С. Согласно принятым допущениям выходные вентиляционные каналы рассмотрены как прямооточные (без z-образного поворота), что несколько уменьшило их гидравлическое сопротивление, но позволило более

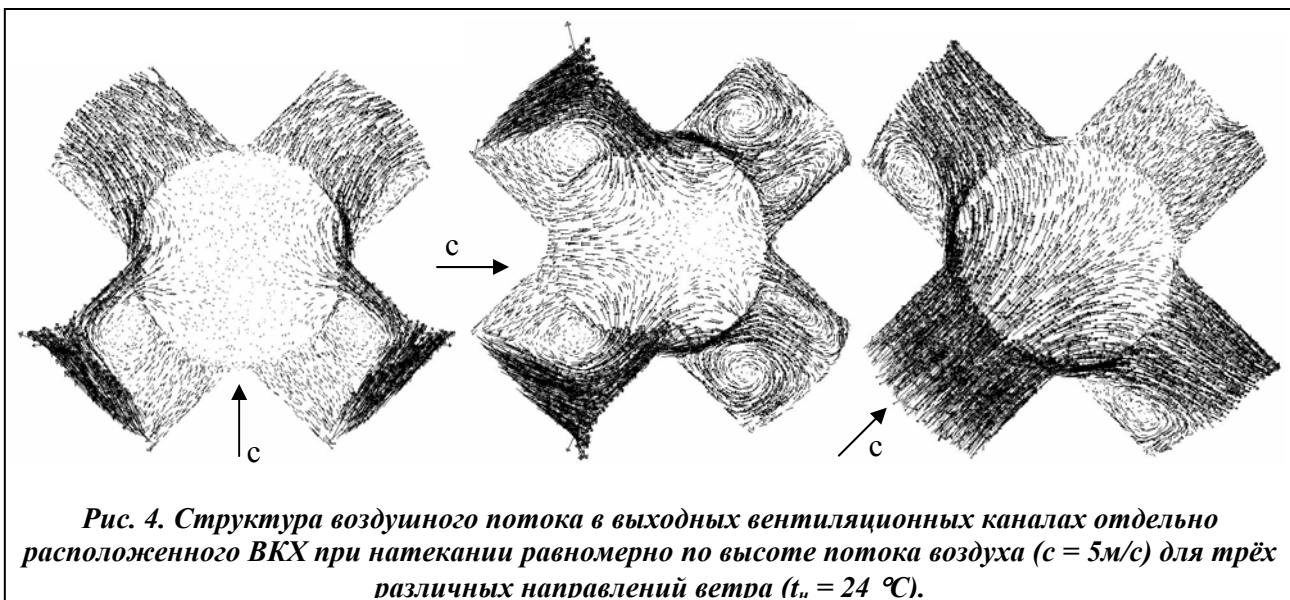


**Рис. 2. Варианты направления ветра относительно входных и выходных вентиляционных каналов ВКХ**

*в* – верхние вентиляционные каналы,  
*н* – нижние вентиляционные каналы



**Рис. 3. Тепловое состояние МГК для отдельно стоящего ВКХ при различных значениях скорости и направления ветра ( $t_n = 24$  °С)**



четко выявить структуру движения воздушного потока при натекании ветра по направлениям согласно вариантам А, В и С.

Рассмотрим каждый из вариантов обтекания ВКХ.

*Вариант А* (см. рис. 4).

При движении основного потока воздуха параллельно входным вентиляционным каналам ВКХ (2н-1н, 3н-4н), часть воздушного потока попадает в выходные вентиляционные каналы 2в и 3в, отклонившись на  $35-40^\circ$ , ударяет в наружную боковую стенку каналов и движется вдоль неё к кольцевому каналу контейнера. Большую часть канала заняла область отрыва со слабовыраженным движением и вихрем, примыкающим к активному течению. Нагретый в кольцевом канале воздух поступает, в основном, в выходные вентиляционные каналы 1в и 4в. У наружных боковых стенок выходных вентиляционных каналов 1в и 4в сформировались небольшие отрывные зоны, чему поспособствовало течение из входных вентиляционных каналов 2в и 3в. В зазоре ( $h = 10$  мм) над верхней поверхностью МГК наблюдается слабое движение воздуха с неявно выраженными вихревыми образованиями.

Во входных вентиляционных каналах ВКХ (2н-1н, 3н-4н), воздушный поток направлен параллельно их стенкам. При этом во входных вентиляционных каналах 2н и 3н у внутренней стенки образуется область отрыва, перекрывающая примерно 40% ширины канала. Течение во входных вентиляционных каналах 1н и 4н проходное, заполняющее все сечение канала.

*Вариант В* (см. рис. 4).

При движении основного потока воздуха перпендикулярно входным вентиляционным каналам ВКХ (2н-1н, 3н-4н), часть воздушного потока попадает в выходные вентиляционные каналы 1в и 2в и движение его, подобно рассмотренному для варианта А, но вихревые области в каналах 1в и 2в занимают меньшее пространство. В каналах 3в и 4в пристенные отрывы развились в мощные вихревые области, перекрывающие более  $2/3$  ширины канала.

Во входных вентиляционных каналах 2н-1н, расположенных с наветренной стороны, сформировалось возвратное течение, а в каналах 3н и 4н, расположенных с подветренной стороны, образовались вихревые области в центре.

*Вариант С* (см. рис. 4).

При движении основного потока воздуха под углом  $45^\circ$  к входным вентиляционным каналам ВКХ (2н-1н, 3н-4н), часть воздушного потока попадает в выходной вентиляционный канал 2в, что приводит к появлению сквозного протока над верхней поверхностью МГК с поворотом в каналы 1в и 3в, в которых у наружных стенок формировались вихревые отрывные области.

Входные вентиляционные каналы работают как на приём воздушного потока (канал 2н) так и на отток воздуха (каналы 3н и 4н). В канале 4н сформировалась значительная область отрыва потока от стенки.

### **Выводы**

Приведенный выше анализ движения воздушного потока в вентиляционном тракте ВКХ свидетельствует о работоспособности принятой математической модели для определения температурного состояния корзины хранения ОТВС методом решения сопряженной задачи тепломассообмена.

Условия натекания ветрового потока на отдельно стоящий контейнер оказывают значительное влияние на распределение потока воздуха, как в выходных, так и во входных каналах, перераспределяя потоки нагретого воздуха на выходе из контейнера.

Рассмотренная задача не является типичной для заполненной площадки СХОЯТ, так как внешняя среда, окружающая отдельный контейнер, будет подвергаться воздействию других ВКХ. Однако ее решение необходимо для апробации разработанной математической модели и общего представления о процессах, сопровождающих хранение одного контейнера.

### **Литература**

- [1] Poskas P. Thermal analysis of casks for interim storage of spent nuclear fuel / P. Poskas, V. Simonis, R. Makarevicius // MECHANICS, No. 2 (17), 1999 – С. 47-51
- [2] Kühne B. Die nächste CASTOR – Generation zur Entsorgung der deutschen Kernkraftwerke / Kühne B., Gartz R., Voßnacke A. // Jahrestagung Kerntechnik, 2003: Tagungsbericht, Berlin, 20-22 Mai, 2003. Dtsch. Atomforum, Kerntechn. Ges. Berlin: INFORUM, 2003 – p. 221 – 224
- [3] Mckinnon M. Testing And Cobra-sfs Analysis Of The Vsc-17 Ventilated Concrete, Spent Fuel Storage Cask / Mckinnon M., Dodge R, Schmitt R. // International high level radioactive waste management (IHLRWM) conference: promoting understanding through education and communication; 12-16 Apr 1992; Las Vegas, USA
- [4] Michener T. E. COBRA-SFS: A Thermal-Hydraulic Analysis Code for Spent Fuel Storage and Transportation Casks. Documentation for Cycle 2 / Michener T.E., Rector D.R., Cuta J.M., Dodge R.E. and Enderlin C.W. // Pacific Northwest Laboratory Richland, Washington, 1995, 346 p.
- [5] Walavalkar A. Y. 3-D CFD Simulation of a ventilated concrete cask used for spent nuclear fuel storage / A. Y. Walavalkar, D. G. Schowalter // WM'04 Conference, February 29 – March 4, 2004, Tucson
- [6] Кутамеладзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
- [7] Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общей редакцией В. А. Григорьева и В. М. Зорина / М.: Энергоиздат, 1982 г. – 512 стр.
- [8] Алехина С. В., Голощанов В. Н., Костиков А. О., Мацевитый Ю. М. Решение сопряженной задачи тепломассообмена при исследовании теплового состояния вентилируемого бетонного контейнера с отработавшим ядерным топливом // Проблемы машиностроения – Харьков, 2005, т. 8, № 4 – С. 12 – 20.
- [9] Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flow / B. E. Launder, D. B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Eng. – 1974. – № 3. – P. 269–289.
- [10] Бейнер К. С. Анализ безопасности ВКХ-ВВЭР 1000 // Symposium within XV international youth nuclear festival “DYSNAI” – Visaginas, 2002 – С. 22 – 34