

**Висновки.** Аналізуючи метод для оцінювання густини теплового потоку з одним наступним кроком за часом, встановлено, що зв'язок між значеннями коефіцієнту теплопровідності та часом нагріву плоскої пористої стінки має обернено пропорційну залежність. На початку нагріву при різкій зміні температури теплоізоляційної стінки від початкового значення з боку дії гарячого теплоносія значення коефіцієнту теплопровідності спочатку дуже значно підвищується, оскільки збільшується теплопровідність як твердих складових частин матеріалів, так і повітря, що заповнює пори, а потім знижуються і вирівнюється до початкового значення.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Элементы теории систем и численные методы моделирования процессов тепломассообмена: учебник для вузов [текст] / В.С.Швыдкий, Н.А.Спирин, М.Г.Ладыгичев и др. – М.: «Интернет Инжиниринг», 1999. – 520 с.: ISBN – 5-89594-019-6.
2. Бек Дж. Некорректные обратные задачи теплопроводности: пер с англ. [текст] / Дж.Бек, Б.Блакуэлл, Ч. мл. Сент-Клэр. – М.: Мир, 1989. – 312 с.: ISBN – 5-03-000914-0.

*Надійшла до редколегії 12.03.2012.*

УДК 664.2.032.1

СОКОЛОВСКАЯ И.Е., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОДИНАМИКИ В ВИХРЕВОМ АППАРАТЕ

**Ведение.** На современном уровне развития вихревых аппаратов возросла актуальность исследований, направленных на углубленное изучение процессов, совершенствование конструкций и технологии изготовления отдельных узлов. Отсутствие строгой теории ощущается наиболее остро при проектировании систем и установок, в которых вихревой аппарат является одним из главных агрегатов. В связи с этим первоочередной задачей остается разработка теории, позволяющей получить достаточно надежное математическое описание процессов, которые происходят в вихревой камере [1].

**Постановка задачи.** Целью работы является разработка математической модели газодинамики газового потока в вихревом аппарате.

**Результаты работы.** Эффективность процессов тепломассообмена в вихревом аппарате во многом определяется соотношением геометрических размеров данного устройства, поскольку от них зависят гидродинамические показатели работы аппарата.

С целью рационализации технологических параметров вихревого аппарата, а также определения его эффективности, важно знать параметры газовых потоков (компоненты скоростей, давления) во всем объеме аппарата. Ввиду специфики конструкции аппарата и подвода газа газовые потоки являются трехмерными и в значительной степени турбулизованными [1]. Экспериментальное исследование таких потоков чрезвычайно затруднительно и требует больших материальных затрат. С другой стороны, аналитическое решение данной задачи вряд ли возможно без существенных упрощений, способных исказить весь процесс даже на качественном уровне, поэтому в данной работе мы прибегли к численному моделированию с использованием довольно эффективного в данном случае метода расщепления по физическим факторам [2]. В данной работе этот метод, реализованный в цилиндрических координатах в трехмерной поста-

новке, применен для анализа поставленной задачи изучения газодинамики в вихревом аппарате. Схема такого устройства показана на рис.1.

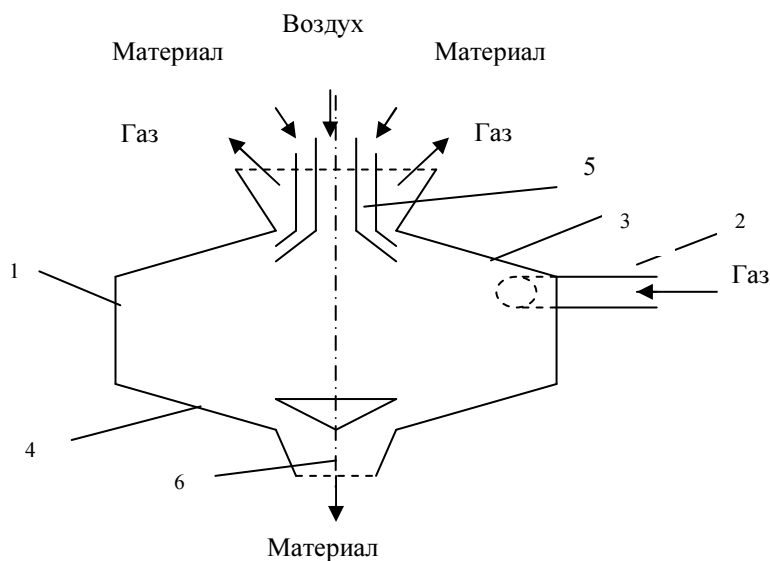


Рисунок 1 – Схема вихревого аппарата

Вихревой аппарат состоит из корпуса 1 с боковым входным патрубком для теплоносителя 2, подключенным к нему тангенциально, торцевыми верхней и нижней стенками 3 и 4 соответственно, загрузочного бункера 5 и разгрузочного бункера 6.

Расчет проводился для цилиндрической части аппарата. Расчетная область представлена на рис.2, где  $R_k$ ,  $H_k$  – радиус и высота аппарата,  $R_u$ ,  $R_d$  – радиусы верхнего отверстия и питателя,  $H_s$  – эффективный диаметр тангенциального патрубка для подвода газа.

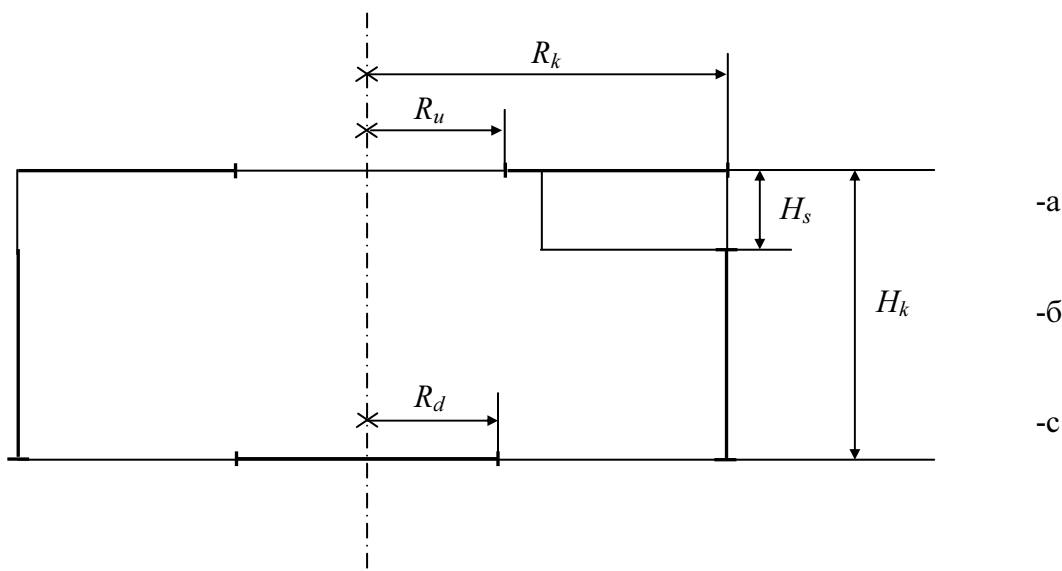


Рисунок 2 – Осевое сечение расчетной области

Предполагается, что при рассматриваемых скоростях газа, которые в наших условиях значительно меньше скорости звука, газ с большой точностью можно считать несжимаемым. Кроме того, предполагается, что газ во всем объеме аппарата в значительной степени турбулизован, причем рождение турбулентных вихрей определяется

величиной производной от скорости газового потока в перпендикулярном потоку направлении, а их перенос определяется скоростью потока [3].

В нашем случае динамика газа описывается уравнением Рейнольдса [2]:

$$\partial \vec{V} / \partial t = R(\vec{V}) - \vec{\nabla} \tilde{p}, \quad (1)$$

которое дополняется условием соленидальности

$$\vec{\nabla} \vec{V} = 0, \quad (2)$$

следующем из уравнения неразрывности при сделанном нами предположении о несжимаемости газа. Здесь  $R(\vec{V})$  – усредненная по турбулентным пульсациям скорость газа,  $t$  – время,  $\tilde{p}$  – динамическая составляющая давления, деленная на плотность газа,

$$R(\vec{V}) = -(\vec{V} \vec{\nabla}) \vec{V} + \nu_e \Delta \vec{V}, \quad (3)$$

где  $\nu_e$  – эффективная кинематическая вязкость, учитывающая турбулентный характер движения. В силу сделанных предположений о течении и развитии турбулентных явлений эффективная кинематическая вязкость  $\nu_e$  определяется выражением:

$$\nu_e = \nu + \frac{\Delta}{Re_{\Delta}} V_{\Delta} + l^2 \left| \frac{\partial V}{\partial y} \right|, \quad (4)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость газа,  $\Delta$  и  $l$  – параметры размерности длины, которые определяют масштаб усреднения по турбулентным вихрям и, так называемую, длину перемешивания соответственно. Кроме того, здесь  $Re_{\Delta}$  и  $V_{\Delta}$  – локализованные в масштабе  $\Delta$  число Рейнольдса и скорость потока, а  $y$  – переменная, параметризующая ось, перпендикулярную направлению потока. В качестве масштаба  $\Delta$  при численном решении задачи используется, как правило, масштаб расчетной сетки, что и было сделано в данной работе. В этом случае параметр турбулентности  $Re_{\Delta}$  становится сеточным числом Рейнольдса, для которого предлагается [2] использовать значение  $Re_{\Delta} = 2$ , что соответствует наибольшей адекватности расчетов при использовании данной алгебраической модели турбулентности. Это было подтверждено на большом количестве примеров [3]. Длина перемешивания  $l$  подлежит определению из опыта и в нашем случае также принята равной шагу расчетной сетки  $\Delta$ .

В соответствии с методом расщепления по физическим факторам [2] на каждом временном шаге  $\tau$  ( $n$  – номер временного слоя) система уравнений (1), (2) решается в три этапа:

I этап: 
$$\tilde{\vec{V}} = \vec{V}^n + \tau R(\vec{V}^n), \quad (5)$$

II этап: 
$$\Delta \tilde{p}^{n+1} = \vec{\nabla} \tilde{\vec{V}} / \tau, \quad (6)$$

III этап: 
$$\vec{V}^{n+1} = \tilde{\vec{V}} - \tau \vec{\nabla} \tilde{p}^{n+1}. \quad (7)$$

На первом этапе данной схемы (5) вычисляется поле вспомогательных скоростей  $\tilde{\vec{V}}$ , правильно описывающее вихревое движение газа, но не удовлетворяющее условию соленидальности (2), которое обеспечивается полем давления, точнее, последним слагаемым уравнения (1) при условии (2). На втором этапе вычисляется поле давления по формуле (6), полученной из условия точного выполнения уравнения (2) для скоростей газа на  $n+1$ -м временном слое, которые и находятся на третьем этапе (7). На первом и третьем этапах вычисления явные, а на втором – неявные.

Компоненты скорости среды в цилиндрических координатах определены соотношением  $\vec{V} = u\vec{e}_\rho + v\vec{e}_\varphi + w\vec{e}_z$ , где  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  – цилиндрические координаты, а  $\vec{e}_\rho$ ,  $\vec{e}_\varphi$  и  $\vec{e}_z$  – ортонормированные векторы координатного базиса. Схема (5)-(7) в компонентах принимает вид:

$$\text{I этап: } \quad \tilde{u} = u + \tau \left\{ -u \frac{\partial u}{\partial \rho} - \frac{v}{\rho} \frac{\partial u}{\partial \varphi} - w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{v^2}{\rho} + \partial_\rho \left[ \frac{u_e}{\rho} \partial_\rho (\rho u) \right] + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi u) + \partial_z (v_e \partial_z u) - 2 \frac{v_e}{\rho^2} \partial_\varphi v \right\} \quad (8)$$

$$\tilde{v} = v + \tau \left\{ -u \frac{\partial v}{\partial \rho} - \frac{v}{\rho} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{uv}{\rho} + \partial_\rho \left[ \frac{u_e}{\rho} \partial_\rho (\rho v) \right] + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi v) + \partial_z (v_e \partial_z v) + 2 \frac{v_e}{\rho^2} \partial_\varphi u \right\} \quad (9)$$

$$\tilde{w} = w + \tau \left\{ -u \frac{\partial w}{\partial \rho} - \frac{v}{\rho} \frac{\partial w}{\partial \varphi} - w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \partial_\rho (v_e \rho \partial_\rho w) + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi w) + \partial_z (v_e \partial_z w) \right\} \quad (10)$$

$$\text{II этап: } \quad \tilde{D} = \frac{1}{\rho} \partial_\rho (\rho \tilde{u}) + \frac{1}{\rho} \partial_\varphi \tilde{v} + \partial_z \tilde{w}, \quad (11)$$

$$\frac{1}{\rho} \partial_\rho (\rho \partial_\rho \tilde{p}) + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi^2 \tilde{p} + \partial_z^2 \tilde{p} = \tilde{D} / \tau, \quad (12)$$

$$\text{III этап: } \quad u = \tilde{u} - \tau \partial_\rho \tilde{p}, \quad (13)$$

$$v = \tilde{v} - \tau \frac{1}{\rho} \partial_\varphi \tilde{p}, \quad (14)$$

$$w = \tilde{w} - \tau \partial_z \tilde{p}. \quad (15)$$

Здесь для того, чтобы избежать громоздкости, опущены индексы, указывающие на принадлежность величин временным слоям, и использованы сокращенные обозначения производных:  $\partial_\rho = \frac{\partial}{\partial \rho}$ ,  $\partial_\varphi = \frac{\partial}{\partial \varphi}$ ,  $\partial_z = \frac{\partial}{\partial z}$ . Разностная аппроксимация пространственных производных в уравнениях (8)-(15) осуществляется на шахматной сетке стандартным образом. Уравнение Пуассона (12) в представленной работе решается методом итераций.

При расстановке граничных условий в данном случае важно точно обеспечить условие сопряжения гидродинамических характеристик (скоростей и давлений) при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = 2\pi$ . Для облегчения этого расчетную область удобно представить в пространстве с координатами  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  в качестве декартовых (рис.3). В этом случае расчетная область принимает форму параллелепипеда, причем грань I соответствует значению  $\rho = 0$  и в реальной области (рис.2) вырождается в осевую линию, а грани II и III соответствуют  $\varphi = 0$  и  $\varphi = 2\pi$  и должны быть отождествлены. На рис.3 заштрихованы области, соответствующие свободному прохождению газа, поэтому в них следует выбирать условия свободного протекания, грани II и III следует связать условиями сопряжения, а на всех остальных границах следует выбрать условие непротекания.

В разностном виде с использованием шахматной сетки для удобства расстановки граничных условий расчетная область со всех сторон окаймляется слоем заграничных ячеек. В этом случае условия сопряжения на гранях II и III реализуются тем, что заграничные значения скоростей и давлений на одной из граней выбираются равными приграничным значениям на другой, и наоборот.

Были приняты следующие численные значения параметров расчета:  $R_k = 400\text{мм}$ ,  $H_k = 400\text{мм}$ ,  $R_u = 200\text{мм}$ ,  $R_d = 200\text{мм}$ ,  $H_s = 200\text{мм}$ .

Для получения представления о движении среды в целом использовался метод представления гидродинамических параметров в различных сечениях расчетной области с проектированием на них векторов скоростей.

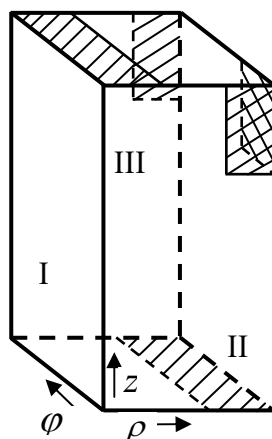


Рисунок 3 – Расчетная область с координатами  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  в качестве декартовых

На рис.4 представлены полученные расчетные поля направлений скоростей газа на трёх различных горизонтальных сечениях аппарата: а) – на уровне присоединения тангенциального патрубка для подвода газа, б) – на середине высоты и с) – у питателя аппарата.

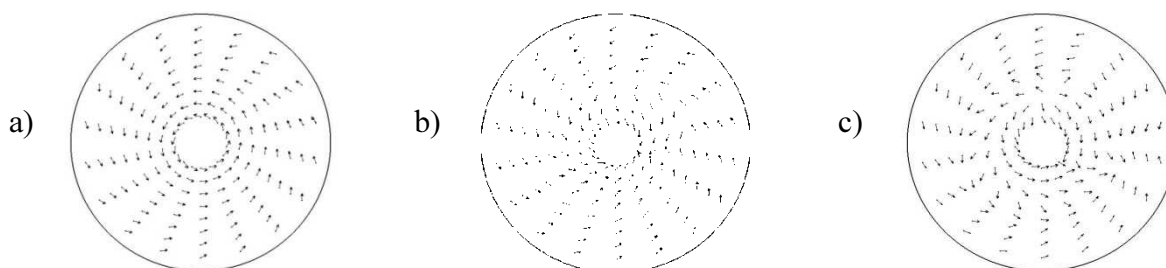


Рисунок 4 – Расчетные поля направлений скоростей газа на трёх различных горизонтальных сечениях аппарата

О характере гидродинамической картины в осевом сечении аппарата позволяет судить рис.5.

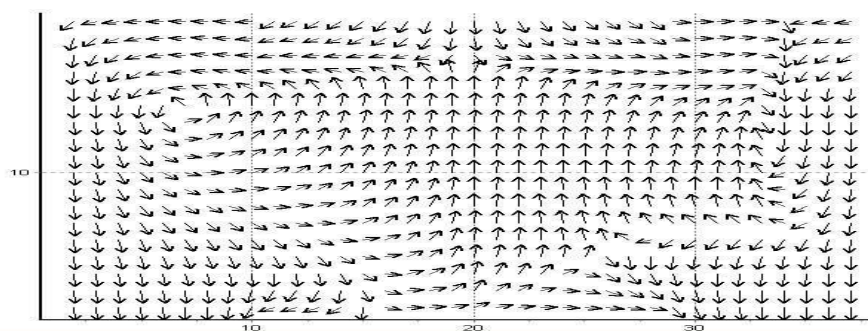


Рисунок 5 – Поля направлений проекций скоростей газа в осевом сечении аппарата

**Выводы.** Построенная адекватная трехмерная математическая модель движения газа в вихревом аппарате позволяет выявить оптимальные соотношения геометрических размеров вихревого аппарата, а также гидродинамические параметры, позволяющие разработать эффективные конструктивные решения данного оборудования.

Из рис.4 следует, что в результате вынужденного действия подводимого газа в верхней зоне цилиндрической части аппарата формируется мощный торроидальный вихрь (а), который по мере приближения к питателю деформируется (b) и у самого питателя распадается (с).

Из рис.5 следует, что в зоне верхнего отверстия аппарата вследствие существования глобального вихря создается зона пониженного давления, что приводит к втягиванию через это отверстие окружающего воздуха. В нижней же части аппарата, у питателя, воздух покидает аппарат. Эти поля скоростей необходимы для расчета траекторий движения частиц материала в объеме вихревой камеры.

Проверка адекватности полученной математической модели газодинамики потока была проведена по стандартной методике планирования эксперимента, изложенной в [4].

Полученные данные могут использоваться в методиках расчета тепломассообменных вихревых устройств.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Патент 26821 Україна, МПК F 26 В 17/10. Пристрій для отримання гранульованого наповнювача теплоізоляційного матеріалу / Павленко А.М., Соколовська І.Є., Кошляк Г.В., Клімов Р.А.; заявник та патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № и 200705035; заявл. 07.05.07; опубл. 10.10.2007, Бюл. №16.
2. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред / Белоцерковский О.М. – М.: «Наука», 1984. – 520 с.
3. Огурцов А.П. Методы расщепления в задачах гидродинамики и тепломассопереноса / Огурцов А.П., Самохвалов С.Е., Надрьгайло Т.Ж. – Днепропетровск: Системные технологии, 2003. – 256 с.
4. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / [Хартман К. и др.] – М.: Мир, 1977. – 552с.

*Поступила в редколлегию 12.01.2012.*

УДК 658.26

КЛІМОВ Р.О., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

### НАДІЙНІСТЬ ВІДПУСКУ ЕНЕРГІЇ ВІД ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛІ

**Вступ.** Основна функція систем теплопостачання – забезпечення споживачів теплової енергії відповідно до необхідного графіка теплових навантажень. При цьому рівень електричної потужності, як правило, визначається тепловим навантаженням. Функціональне призначення систем теплопостачання є основою для формування поняття надійності теплопостачання. Як правило, теплофікаційні установки теплоелектроцентралей (ТЕЦ) є комбінованими установками, на яких здійснюється комбіноване вироблення електричної і теплової енергії. Багатофункціональність ТЕЦ визначається не тільки багатоцільовим характером використання, але і постачанням електричної і теплової енергії великій кількості різнорідних споживачів, що пред'являють різні вимоги до надійності енергопостачання. Таким чином, надійність систем теплопостачання – комплексна властивість, яка визначається функціональним призначенням та умовами експлуатації і характеризується одиничними і комплексними показниками, згаданими вище.