

*Квасов В.А.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина, kvas_in@mail.ru)*

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОЙ СИСТЕМЫ ПОЛИФУНКЦИОНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ С УЧЕТОМ НАГРУЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В роботі наведено чисельне моделювання процесу теплообміну поліфункціонального електромеханічного перетворювача шнекового типу, з урахуванням навантажувально-охолоджуючого середовища.

Ключові слова: *поліфункціональний електромеханічний перетворювач, дисипативна енергія, процес теплообміну, метод кінцевих елементів.*

В работе представлено численное моделирование процесса теплообмена полифункционального электромеханического преобразователя шнекового типа, с учетом нагрузочно-охлаждающей среды.

Ключевые слова: *полифункциональный электромеханический преобразователь, диссипативная энергия, процесс теплообмена, метод конечных элементов.*

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Технологические процессы, связанные с переработкой сыпучих материалов (транспортировка, перемешивание, сушка) используются в различных областях промышленности, таких как угольная, нефтеперерабатывающая, биоэнергетическая и т.д. Моделирование таких процессов является актуальной задачей при внедрении новых конструкционных решений и энергосберегающих технологий. При решении задач обеспечения необходимого теплового состояния исследуемого полифункционального электромеханического преобразователя (ПЭМП), предусматривающего полное использование диссипативной составляющей энергии, структурную, функциональную и тепловую интеграцию [1], необходимо подробное знание механизма тепломассообмена в замкнутом пространстве между твердыми телами (активными элементами) и омывающим их воздухом, а также гидродинамических и теплофизических свойств перерабатываемого материала.

Анализ исследований и публикаций. В работе [2] представлен расчет тепловых полей в электрической машине с независимой аксиальной системой вентиляции методом конечных элементов (МКЭ), для по-

перечного сечения активной зоны двигателя. Известна также комплексная математическая модель [1], позволяющая вести исследование в расчетном поперечном сечении активной части ПЭМП электромагнитных и тепловых полей. Однако эти модели не учитывают особенности системы вентиляции, скорость и характер движения охлаждающего воздуха в характерных каналах, и зависимость теплофизических параметров охлаждающего агента от температуры. Также с помощью них невозможно проанализировать наиболее важный для ПЭМП процесс интеграции тепловой энергии в технологическую зону переработки сырья.

Известно, что уравнение теплопроводности имеет единственное решение лишь в том случае, когда определены условия теплообмена с охлаждающей средой на границе твердых тел. Это означает, что, по меньшей мере, должна быть известна скорость движения охлаждающей среды во всех каналах тракта охлаждения. Таким образом, результаты вентиляционного и гидравлического расчетов определяют граничные условия для уравнения теплопроводности [2].

Турбулентные течения характеризуются флуктуациями поля скорости. При решении уравнений Навье-Стокса, описывающих такие течения, применяется подход, основанный на использовании осредненных по времени величин.

На сегодняшний день существует большое количество моделей турбулентности. Однако ни одна из известных моделей не является универсальной для всех существующих классов инженерных задач. Выбор оптимальной модели турбулентности зависит от типа течения, специфического класса задачи, требуемой точности решения, доступных вычислительных ресурсов и т.п. Из многообразия общепризнанных моделей турбулентности можно выделить класс наиболее употребительных – RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) модели, семейство k - ϵ моделей (стандартная k - ϵ модель (KES) [3], семейство k - ω моделей (SST модель [3]) и модель Спаларта-Алмараса (SA модель [3]).

k - ϵ модели отличаются работоспособностью, экономичностью и приемлемой точностью.

Наиболее эффективным методом анализа электромагнитных, тепловых, гидродинамических и других полей является МКЭ, обладающим множеством достоинств при решении задач теории поля [4,5].

Постановка задачи. В работе приводится численное моделирование теплообменной системы полифункционального электромеханического преобразователя с учетом рабочей нагрузочно-охлаждающей среды (РНОС).

Изложение материала и его результаты. ПЭМП представляет собой сложную систему с внутренними источниками тепла, которая находится в неравновесном состоянии и взаимодействует с РНОС. РНОС

является не только механической нагрузкой, но и охлаждающим агентом для массивного ротора, дополнительным охлаждающим агентом в ПЭМП служит воздух, который под действием нагнетательного вентилятора омывает активные элементы, осуществляя отбор тепловой энергии от активных элементов, интеграцию и передачу ее РНОС, осуществляя таким образом ее сушку.

Провести математическое моделирование такой системы не представляется возможным, поэтому реальный ПЭМП заменяется упрощенной расчетной схемой (рисунок 1) со следующими допущениями:

- перерабатываемый материал (опилки) представлен в виде однородной пористой среды;
- мощности тепловыделений в соответствующих элементах постоянны;
- расход охлаждающего воздуха на границе каждого аксиального канала статоров делится на семь, так как двумерная модель позволяет изобразить только по два аксиальных канала двигательного и тормозного модулей, а их по 14 в каждом статоре, аналогично в аксиальных каналах ротора расход делится на 3;
- предполагается, что основная теплопередача охлаждающему воздуху выделившейся в активных элементах тепловой энергии осуществляется путем конвективного теплообмена между нагретой поверхностью и потоком охлаждающего воздуха.

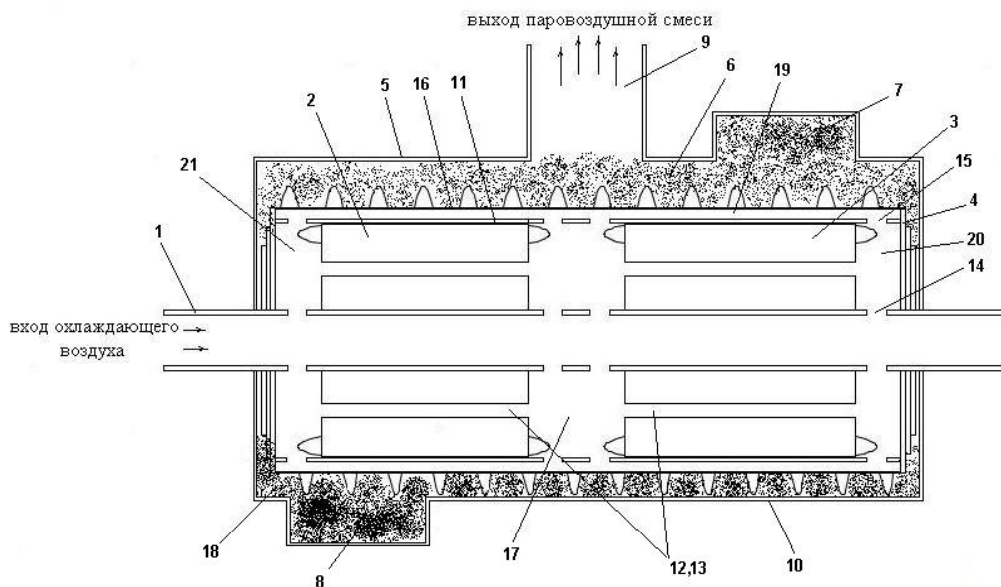


Рисунок 1 – Расчетная схема для продольного сечения ПЭМП

Данная схема включает в себя: 1– полый вал; 2– пакет статора тормозного модуля (ТМ); 3– пакет статора двигательного модуля (ДМ); 4– полый ферромагнитный ротор (ПФР) с винтовой навивкой; 5– крыш-

ка корпуса ПЭМП; 6, 18– перерабатываемый материал; 7– загрузочный патрубок; 8– выгрузочный патрубок; 9– патрубок для выхода паровоздушной смеси; 10– днище ПЭМП; 11– воздушный зазор; 12,13– соответственно аксиальные каналы статоров ДМ и ТМ; 14– радиальные каналы полого вала; 15– радиальные канала ПФР; 16– отверстия форсуночного типа в ПФР; 17– межмодульное пространство; 19– аксиальные каналы ПФР; 20, 21– зоны лобовых частей.

Практическая реализация двумерной математической модели в данной работе выполнена в рамках программно-вычислительного комплекса Comsol Multiphysics, основанного на использовании современных численных методов, а также его гидродинамического и теплообменного блоков, позволяющих определить поля потоков воздуха, распределение температур, тепловые потоки на основе теории вынужденного конвективного теплообмена.

Моделирование теплообменной системы ПЭМП без учета РНОС подробно рассмотрено в [6].

Течение жидкости или газа в пористых средах, описываются с помощью уравнений Бринкмана:

$$-\nabla \cdot \frac{\eta}{\varepsilon} \cdot (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \left(\frac{\eta}{\varepsilon} \mathbf{u} + \nabla p - \mathbf{F} \right) = 0, \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (2)$$

где ρ – плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$), η – коэффициент динамической вязкости ($\text{кг} / (\text{м} \cdot \text{с})$) \mathbf{u} – вектор скорости ($\text{м}/\text{с}$), p – давление ($\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^2)$), ε – пористость, k – проницаемость (м^2), \mathbf{F} – объемная сила ($\text{Н}/\text{м}^3$).

Граничные условия для уравнений Бринкмана такие же как и для уравнений Навье-Стокса [6].

Также в данной математической модели учтена двухпараметрическая k - ε модель турбулентности, использующая осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса.

k - ε модель описывает турбулентный поток в расчетной области. Уравнения переноса импульса и непрерывности имеют вид:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} - \nabla \cdot \left[\left(\eta + \rho \frac{C_\mu \cdot k^2}{\sigma_k \cdot \varepsilon} \right) \cdot (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) \right] + \rho \mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{P} = 0, \quad (3)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0, \quad (4)$$

где ρ – плотность жидкости (кг/м³), U представляет собой усредненную скорость (м/с), η – динамическая вязкость (Н*сек/м²), P – давление (Па), k – энергия турбулентности (м²/сек²), а ε – скорости диссипации энергии турбулентности (м²/с³).

Уравнение турбулентной кинетической энергии определяется как:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} - \nabla \cdot \left[\left(\eta + \rho \frac{C_\mu \cdot k^2}{\varepsilon} \right) \cdot \nabla k \right] + \rho U \cdot \nabla k = \\ = \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu \cdot k^2}{\varepsilon} (\nabla U + (\nabla U)^T)^2 - \rho \cdot \varepsilon \end{aligned} \quad (5)$$

а скорость ее диссипации:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} - \nabla \cdot \left[\left(\eta + \rho \frac{C_\mu \cdot k^2}{\varepsilon} \right) \cdot \nabla \varepsilon \right] + \rho U \cdot \nabla \varepsilon = \\ = \frac{1}{2} \rho C_{\varepsilon 1} \cdot k \cdot (\nabla U + (\nabla U)^T)^2 - \rho \cdot C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

Константы в этих уравнениях определяются из экспериментальных данных и приводятся в таблице 1

Таблица 1 – Значение констант для К-ε модели турбулентности

Константа	Значение
C_μ	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
σ_k	1
σ_ε	1,3

Граничные условия для данного режима.

На входе в полый вал задаются:

- входная скорость U ;

- кинетическая энергия турбулентности:

$$k = \frac{3}{2} (|U| \cdot I_T)^2, \quad (7)$$

где I_T – интенсивность турбулентности;

- скорость диссипации энергии турбулентности:

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_T}, \quad (8)$$

где $L_T = \min(0.41y, 0.09\delta)$. Здесь y – расстояние до стенки, δ – толщина пограничного слоя.

На выходных границах задается давление и поперечные составляющие скорости, равные нулю. Кроме того, в условиях конвективного потока для турбулентных переменных предусмотрены следующие условия :

$$\mathbf{n} \cdot \nabla k = 0 \quad (9)$$

$$\mathbf{n} \cdot \nabla \varepsilon = 0. \quad (10)$$

Турбулентность вблизи твердой стенки сильно отличается от изотропной турбулентности набегающего потока. Это нужно учитывать в модели.

Логарифмические функции применяются для конечных элементов, если предположить, что расчетная область начинается на расстоянии δ_w от реальной стены. Они также предполагают что поток параллелен стене и скорость может быть описана выражением:

$$U^+ = \frac{U}{u_{\tau}} = \frac{1}{k} \ln\left(\frac{\delta_w}{l^*}\right) + C^+ \quad (11)$$

где U – скорость потока параллельно стене; u_{τ} – скорость с учетом трения, определяемая как

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (12)$$

где k – постоянная Кармана (около 0,42), C^+ является универсальной константой для гладких стен и описана как скалярная переменная – `Cplus_chns`, равная по умолчанию 5.5 (можно изменить это значение в диалоговом окне скалярных переменных). Кроме того, l^* называется вязким масштабом длины и определяется как:

$$l^* = \frac{\eta}{\rho \cdot u_{\tau}}. \quad (13)$$

Также должно быть указано расстояние δ_w или ее эквивалент в вязких единицах $\delta_w^+ = \delta_w / l^*$. Их внутренняя связь определяется:

$$\delta_w^+ = \frac{\rho \cdot C_\mu^{1/4} \cdot k^{1/2} \cdot \delta_w}{\eta}. \quad (14)$$

Логарифмические функции для стен предполагают, что поток параллелен стене, а нормальная составляющая скорости равна 0.

Граничные условия для k и ε имеют вид:

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0, \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} \cdot k^{3/2}}{k \cdot \delta_w}. \quad (15)$$

Изображенная на рисунке 2 сетка конечных элементов сгенерирована с помощью сеточного генератора, который автоматически сгущает конечные элементы (уменьшает их размеры) на участках области с повышенным градиентом полевой функции. И, наоборот, на участках с однородным характером распределения поля размеры элементов автоматически увеличиваются [7].

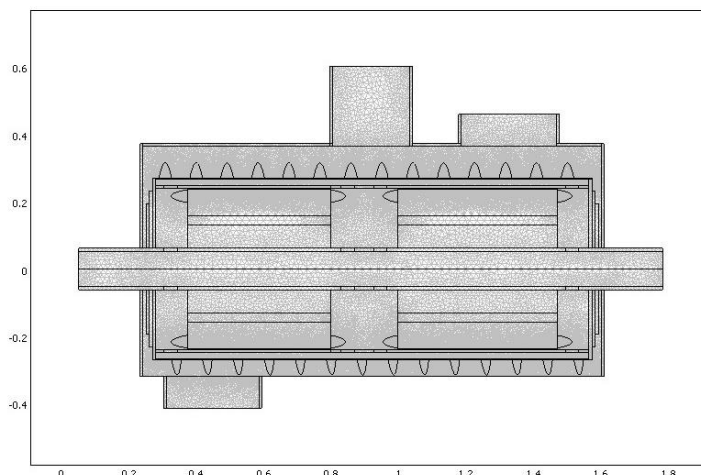


Рисунок 2 – Расчетная сетка конечных элементов

Далее представлены, полученные в результате моделирования картины распределения тепловых потоков в ПЭМП, мощностью 75 кВт, с учетом и без учета РНОС, соответственно рисунки 3 и 4, для момента времени $t=600$ (сек.). Причем, на рисунке 3 представлено установившееся распределение температур при заштыбовке ротора (в режиме установившегося КЗ $s = 1$) при условии, что нижняя часть ротора погружена в сыпучий материал с меньшей проницаемостью для воздушных потоков чем верхняя, а на рисунке 4 показано распределение температур в режиме «стоянки под током».

В данной статье рассматривается один из этапов численного моделирования ПЭМП – при неподвижном роторе.

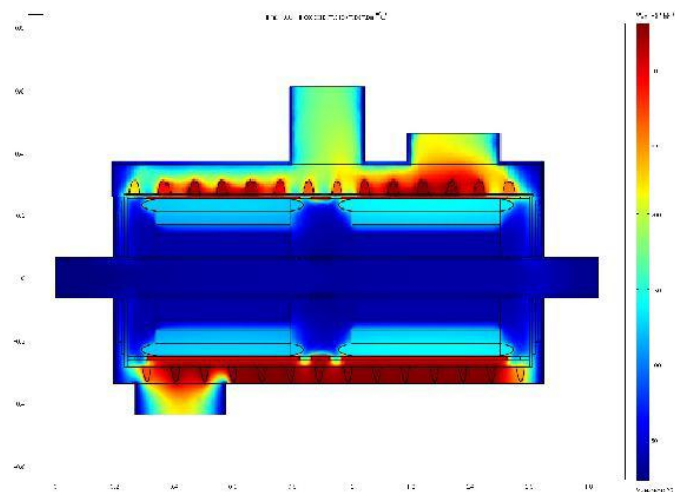


Рисунок 3 – Картина распределения тепловых потоков в ПЭМП с учетом РНОС

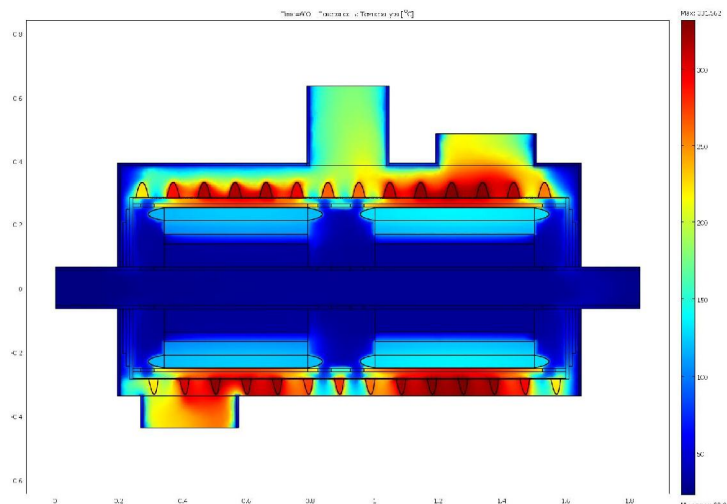


Рисунок 4 – Картина распределения тепловых потоков в ПЭМП без учета РНОС

Анализируя эти картины, мы видим, каким образом происходит распределение тепловых потоков в теплообменной системе ПЭМП. Причем, температура верхней части ротора в обоих случаях остается практически одинаковой, около 280°C . Наличие перерабатываемого материала (рисунок 3) приводит к тому, что температура в нижней части массивного ротора достигает значения 332°C . Температура обмотки статора достигает предельно допустимых значений около $135 \dots 150^{\circ}\text{C}$. Поэтому длительная заштыбовка ротора является недопустимой, также как и длительная «стоянка под током».

Система вентиляции, осуществляет качественный отбор тепловой энергии и реализует работу системы охлаждения так, что рабочая тем-

пература обмоток статоров остается минимально возможной для заданного режима работы.

Выводы.

1. В работе проведено численное моделирование теплообменной системы ПЭМП с учетом рабочей нагрузочно-охлаждающей среды.

2. Результаты моделирования в дальнейшем могут быть использованы для проведения оптимизационных расчетов структуры ПЭМП как теплообменной системы с внутренними источниками тепловой энергии при выполнении всех предназначенных для преобразователя функций.

3. Длительная заштыбовка ротора является недопустимой, также как и длительная «стоянка под током», т.к это приводит к достижению предельно допустимых температур обмотками статоров модулей ПЭМП.

4. Дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение теплообменной системы ПЭМП с учетом движения ротора и перерабатываемого материала, т.е в режиме нормальной его работы.

Библиографический список

1. *Заблодский Н.Н. Полифункциональные электромеханические преобразователи технологического назначения. – Монография. – Алчевск: ДонГТУ. – 2008. – 340 с.*

2. *Гайденко Ю.А. Расчет тепловых полей в электрических машинах с независимой аксиальной системой охлаждения/ Ю.А. Гайденко, В.В. Чумак, А.Л. Никитюк // Вісник Кременчуцького держ. політехн. ун-ту: Наукові праці КДПУ, 2008. – Вип. 4/2010 (63). Ч. 1. – С. 64 – 68.*

3. *Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J, Turbulence Modeling Validation, Testing and Development // NASA reports – April 1997.*

4. *Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. - 392 с.*

5. *Сильвестр П. Метод конечных элементов для радиоинженеров и инженеров-электриков /П.Сильвестер, Р.Феррари. – М.: Мир, 1986. – 230 с.*

6. *Заблодский Н.Н. Моделирование теплообменной системы полифункционального электромеханического преобразователя для энергоресурсосберегающих технологий / Н.Н. Заблодский, В.А. Квасов // Проблемы недропользования: Сборник науч. трудов. Часть II / Санкт-Петербургский горный институт (технический университет). СПб 2010 – С. 210-212.*

7. *Васьковський Ю.М. Польовий аналіз електричних машин: навч. посіб./ Васьковський Ю.М. – К.:НТУУ «КПІ», 2007. – 192 с.*

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Н.Н. Заблодским