

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПРОЦЕССОВ РАЗДЕЛЕНИЯ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ В НЕСТАНДАРТНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ

Введение

В технологической линии производства цементного клинкера запечной теплообменник является основным звеном в процессе предварительной подготовки сырьевого материала, осуществляемого за пределами печи. Важными показателями качества работы теплообменника являются эффективность разделения и аэродинамическое сопротивление. Чем лучше эти показатели, тем эффективнее работа теплообменника в технологическом процессе. Повысить эффективность разделения и уменьшить аэродинамическое сопротивление, или потери давления, можно путем изменения конструкции теплообменника.

Для математического моделирования технологического процесса в теплообменнике требуется его исследование с помощью модели, которая включает трёхмерную турбулентность с сильнозакрученным вихревым потоком, осуществляет учет двухфазности материала и ряд других параметров [1-2]. В статье рассматривается математическая модель, с помощью которой выполнен расчет и проведен анализ процесса разделения и осаждения твердых частиц в пылегазовом потоке теплообменного аппарата.

Целью данной работы является исследование аэродинамических характеристик и процессов разделения дисперсной фазы в теплообменнике вращающейся печи. При этом предлагается использование запечной теплообменника измененной конструкции, эффективность которого выше в сравнении с существующими аппаратами, что открывает широкие перспективы для его внедрения в технологических процессах изготовления цементного клинкера сухим способом и улучшает его показатели по энергоёмкости, металлоёмкости, экологическим параметрам.

Для решения задачи разработана математическая модель, которая была реализована с использованием известного пакета прикладных программ (ППП) Fluent (Уханьский технологический университет).

Постановка задачи исследования

Для снижения аэродинамического сопротивления и повышения эффективности работы теплообменника как разделительного аппарата в нем под углом к горизонтальной плоскости устанавливается входной патрубок, что позволяет направить газопылевую смесь непосредственно в раздельную камеру. Это позволяет уменьшить турбулентные пульсации, вызванные резким изменением направления движения носителя при переходе от выходного патрубка к цилиндрической камере. Для улучшения разделительных показателей при работе и создания равномерного давления ось входного патрубка смещена относительно оси циклона диаметрально относительно входного патрубка. Смещение выполнено таким способом, чтобы внутренняя боковая поверхность входного патрубка была образована продолжением конической поверхности исходного патрубка, что увеличивает эффективность разделения и в общем случае сокращает время пребывания материала в теплообменнике.

Конструктивная схема предлагаемого теплообменника приведена на рис.1.

Основные геометрические параметры, кроме наклона входного патрубка и смещения выходного патрубка, брались из базовой конструкции теплообменника. Диаметр внешнего цилиндра составляет 6728 мм.

Для создания конечно-элементной модели вначале используется программа для построения 3D модели Pro/E, что позволяет сформировать численную геометрическую модель. Полученный индивидуальный макет затем вводится в программу предварительной обработки Gambit 2.1 ППП Fluent 6.1.22 для формирования расчетной сеточной области. Для решения данной задачи использовалась неструктурированная сеточная область.

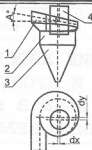


Рис. 1. Схема конструкции запечного теплообменника

1 – входной патрубок; 2 – цилиндрическая часть; 3 – коническая часть; 4 – выходной патрубок;
 α^0 – угол изменения наклона входного патрубка;
 dx, dy – изменяющиеся размеры для установки выходного патрубка

Математическая модель

При математическом моделировании потока внутри теплообменника должна использоваться модель трехмерного турбулентного течения с интенсивным вращением потока [3]. Для этого можно воспользоваться альтернативным подходом, воплощенном в ППП Fluent в модели Рейнольдсовых напряжений "RSM", с помощью которого проводились численные исследования. Суть метода состоит в том, что уравнения переноса решаются с помощью тензора Рейнольдсовых напряжений. В качестве дополнительного уравнения используется уравнение переноса для скорости турбулентной диссипации, которое необходимо для определения масштаба турбулентности. Модель "RSM" используется в тех случаях, когда анизотропность турбулентного потока оказывает доминирующее влияние на осредненный поток. Такой процесс происходит в высокоскоростных вращающихся потоках и потоках с развитыми вторичными течениями, вызванными неоднородностью поля напряжений, примером которых является поток в запечном теплообменнике.

Уравнения математической модели включают:

1) уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0; \tag{1}$$

2) осредненные по Reynolds уравнения Навье–Стокса

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}(-\rho \overline{u_i u_i}) + \varepsilon_{ij}; \tag{2}$$

3) уравнение напряжения Reynolds

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i' u_j'}) + \bar{u}_k \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = D_{T,ij} + D_{L,ij} + p_{ij} + \phi_{ij} + \varepsilon_{ij}, \tag{3}$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Пз;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

u – скорость жидкости, м/с;

\bar{P} – среднее давление, Па;

$\rho \overline{u_i' u_j'}$ – напряжение Reynolds – это дополнительное напряжение, которое рассчитывается в поле турбулентного течения, Па;

$D_{T,ij}$ – член турбулентной диффузии;

$D_{L,ij}$ – член молекулярной диффузии;

p_{ij} – член, определяющий давление;

ϕ_{ij} – член деформации давления;

ε_{ij} – член тензора источника диссипации.

Группа уравнений, которые описывают турбулентное движение, состоит из

вышеприведенных дифференциальных уравнений. В качестве алгоритма решения выбран один из численных методов – метод контрольного объема. При этом применяется SIMPLE алгоритм, который связывает значения скорости и давлений. Этот алгоритм, используемый для решения дозвуковых течений, весьма технологичен при программной реализации, удовлетворяет требованиям консервативности и позволяет с помощью коэффициентов релаксации управлять ходом вычислительного процесса. Согласно этому методу весь объем расчетной области разбивается на множество непересекающихся контрольных объемов по такому критерию, что каждая узловя точка дискретизации находится в своем контрольном объеме. Далее, все уравнения интегрируются по каждому контрольному объему. Для вычисления интегралов используют кусочные профили, которые описывают поведение функции в промежутке между выбранными узловыми точками. В результате находят дискретный аналог заданной функции с использованием некоторого количества рядом лежащих узловых точек. Полученный дискретный аналог выражает точное интегральное сохранение массы, количества движения и энергии на любом количестве контрольных объемов, следовательно, на всей расчетной области в целом.

Норма сходимости определяется по невязкам из остаточной разницы по итерациям. Эта разница должна быть меньше 10^{-3} .

Учитывая, что силы взаимодействия частиц при столкновении в рассматриваемом диапазоне концентраций весьма незначительные (до 10% массовой концентрации), то для моделирования двухфазного материала применяется несвязанная модель вычисления траектории Лагранжа для дисперсных фаз, т.е. дисперсионная среда рассматривается как неразрывная, а частица дисперсной фазы как дисперсная среда. Это позволяет определить, как газофазная турбулентность влияет на частицу, и в координатах Лагранжа вычислить случайные траектории частиц. Используя данную модель, можно отследить движения частиц при сложных траекториях. По дифференциальным уравнениям усилий частиц дисперсной фазы на интегральных координатах Лагранжа определяются их траектории. Уравнение равновесия для частиц в декартовых координатах описывается уравнением движения [2,4]:

$$m_i \frac{du_p}{dt} = F_D + m_i \frac{g_x (\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x, \quad (4)$$

где u_p – скорость частиц, м/с;

m_i – масса частиц i -той фазы, кг;

F_D – силы, действующие на частицы, Н;

ρ_p – плотность частиц, кг/м³;

F_x – силы, вызывающие вращение частиц, Н.

Для определения траектории движения частиц необходимо задать способы обработки частиц на границах.

С этой целью вводятся следующие гипотезы:

- 1) Частицы равномерно распределены у входа в теплообменник. Считаем, что начальные скорости частиц и газа на входе в теплообменник равны.
- 2) Когда частицы достигли границы на выходе из теплообменника, прекращается слежение за движением этих частиц.
- 3) Когда частицы достигли нижней границы сборника, прекращается слежение за движением этих частиц.
- 4) Когда частицы попадают на стенку теплообменника, необходимо определить скорость и направление движения частиц после удара о стенку. Вычисления выполняются по следующим регрессионным формулам:

$$\frac{V_{n1}}{V_{n2}} = 1.0 - 0.4159\beta_1 - 1.499\beta_1^2 + 0.292\beta_1^3, \quad (5)$$

$$\frac{V_{t1}}{V_{t2}} = 1.0 - 0.12\beta_1 + 3.077\beta_1^2 - 1.1\beta_1^3,$$

где V_{n1}, V_{n2} – нормальная скорость частицы до и после удара о стенку, м/с;

V_{t1}, V_{t2} – касательная скорость частицы до и после взаимодействия со стенкой, м/с;

β_1 – угол между нормалью скорости частицы перед толчком и касательной стенки, рад.

Параметры физических характеристик сред:

- 1) дисперсная среда представляет собой газообразную воздушную среду (воздух) с температурой 800°C;
- 2) плотность дисперсной среды при 800°C составляет $\rho=0,3065 \text{ кг/м}^3$;
- 3) динамическая вязкость дисперсной среды при 800°C составляет $\mu=4,636 \cdot 10^{-5} \text{ Пз}$;
- 4) плотность частиц дисперсной фазы $\rho_p=2500 \text{ кг/м}^3$;
- 5) входной несжимаемый турбулентный поток подается в теплообменник со скоростью 17 м/с.

Анализ результатов численного моделирования

В данной статье исследуется эффективность работы теплообменника, конструкция которого приведена на рис.1, по сравнению с базовым. С учетом изменений базовой конструкции проведено численное моделирование и исследование параметров структуры потока дисперсной фазы и дисперсионной среды. Исследовались следующие конструктивные варианты теплообменника:

- 1) Угол наклона верхней части 0 (без наклона); расстояние смещения выходного патрубка: 0, 100×100, 200×200, 300×300 мм.
- 2) Угол наклона верхней части 0, 10°, 15°, 20°; расстояние смещения выходного патрубка: 200 мм×200 мм.

Анализ поля потока дисперсионной среды

Результаты численного моделирования показывают, что характеристики потока дисперсионной среды для базовой и измененной конструкций теплообменников отличаются не существенно. Поток жидкости имеет трехмерную турбулентность с интенсивным вращением, а частицы, под действием потока, двигаются по винтовой траектории. После входа носителя с частицами в теплообменник под действием инерциальных сил крупные частицы двигаются по направлению к стенке внешнего цилиндра теплообменника и формируют слой частиц, который распределен по стенке цилиндра. При этом некоторая часть частиц вращается с входным воздушным потоком и движется по направлению вниз. Когда частицы достигают дна теплообменника, воздушный поток начинает подниматься вверх (восходящий), но подавляющее количество частиц, под действиями силы тяжести и инерционной силы, продолжают двигаться до дна конического цилиндра, в результате чего происходит процесс разделения. Незначительная часть частиц меньшего размера попадают во внутренний восходящий вращающийся поток. Кроме этого незначительная часть частиц, которые находятся ближе к выходному патрубку, попадают в него сразу после входа в теплообменник.

Начальное положение частиц на входе сильно влияет на движение частиц внутри теплообменника. Обычно частицы, которые находятся возле внешней стороны входного патрубка, легко разделяются, а частицы, которые находятся возле внутренней стороны, подхватываются вращающимся потоком и выходят из выходного патрубка. Изменение конструкции теплообменника, с наклонной верхней частью и смещенным выходным патрубком, влияет на аэродинамическое сопротивление – давление и эффективность разделения частиц.

В сравнении с обычным теплообменником окружная скорость потока теплообменника нового типа и ее распределение в пространстве существенно не изменились, хотя скоростные поля потока имеют характеристики комбинированного вихря. Все точки максимальных окружных скоростей образуют граничную плоскость (обычно является цилиндром). Но из-за действия смещения выходного патрубка теплообменника центр вращающегося потока смещается.

Осевая скорость потока теплообменника с наклонной верхней частью и смещенным выходным патрубком изменяется больше, чем окружная скорость. Кроме смещения оси вращения, осевая скорость сильно изменилась и по величине. Графики осевой скорости и статистические величины данных модернизируемого (угол наклона: 15°; расстояние смещения 200мм×200мм) и базового теплообменников показаны на рис.2 и в таблице.

Рис. 2. Сравнивая полученные данные, по рис.2

Рис. 2 можем видеть, что при значении единичной скорости меньшем или равном 4,3 м/с количество сепарируемых частиц составляет 22,83% для модернизируемого теплообменника и только 10,08% для базового при той же скорости. Это объясняется тем, что наклонная верхняя часть способствует быстрому движению потока вниз, особенно при больших углах поворота (более чем на 180°). Смещенный выходной патрубок также способствует ускорению движения вниз входного воздушного потока. Благодаря большой осевой скорости, частицы с внешнего вращающегося потока движутся до самой нижней части теплообменника, и при этом, как в

базовом теплообменнике, не образуются обычные или укороченные вихри. Это способствует процессу разделения и сбора частиц.

Таблица

Интервал скорости		Количество частиц		% частиц	
		Модернизированный	Базовый	Модернизированный	Базовый
-43.2	-43.2	0	0	0%	0%
-43.2	-38.9	35	0	0.02 %	0%
-38.9	-34.6	85	0	0.05%	0%
-34.6	-30.2	150	2	0.09%	0.001%
-30.3	-25.9	438	13	0.33%	0.007%
-25.9	-21.6	748	45	0.43 %	0.025%
-21.6	-17.3	1278	127	0.74 %	0.072%
-17.3	-13.0	2425	528	1.40%	0.299%
-13.0	-8.6	5366	2350	3.09%	1.332%
-8.6	-4.3	29069	14722	16.76%	8.344%
-4.3	0	75746	98310	43.68%	55.718%
0	0	58085	60344	33.49%	34.201%

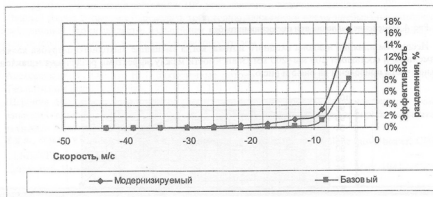


Рис. 2. Модернизированный и базовый теплообменник

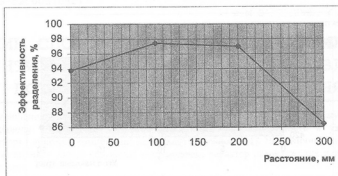


Рис. 3. Эффективность разделения при смещении патрубка

Результаты численного моделирования теплообменника без наклона входного потока, но со смещением выходного патрубка приведены на рис.3 и рис.4. По оси абсцисс указывается смещение в миллиметрах, а по оси ординат - эффективность разделения в % и давление в Па.

Из рис.3 и рис.4 видно, что по мере увеличения расстояния смещения эффект разделения теплообменника вначале увеличивается, а затем снижается, в то же время потери давления

постоянно уменьшаются. Несмотря на то, что, увеличивая расстояние смещения выходного патрубка, можно уменьшать потери давления теплообменника (рис.4), при проектировании его нельзя существенно увеличивать, так как эффективность разделения при этом будет существенно уменьшаться. Поэтому, чтобы получить больший эффект разделения и меньшую потерю давления, необходимо выбрать оптимальное расстояние смещения выходного патрубка. Для теплообменника, исследуемого в данной статье, наиболее эффективным может быть смещение выходного патрубка в пределах от 100 мм до 200 мм.

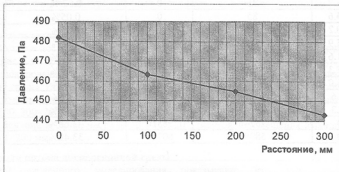


Рис. 4. Изменение давления при смещении патрубка

Исследуем влияние наклона входного потока, когда смещение выходного патрубка является неизменным и составляет 200 мм×200 мм. Зависимости между эффектами разделения и наклоном верхней части приведены на рис.5 и рис.6.

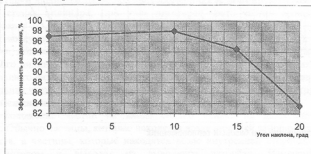


Рис. 5. Эффективность разделения при изменении угла наклона

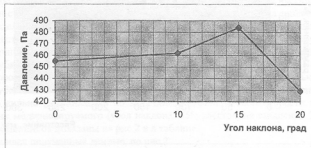


Рис. 6. Изменение давления при изменении угла наклона

Из рис.5 и рис.6 видно, что эффект разделения и потери давления с увеличением угла наклона верхней части сначала увеличиваются, а потом уменьшаются. Но максимального значения они достигают при различных углах наклона входного патрубка. Эффективность разделения достигает максимального значения при угле около 10°, потеря давления, когда угол наклона около 15°.

Качественная работа теплообменника определяется исходя из высокой эффективности разделения и минимальных потерь давления. Поэтому угол наклона при смещении выходного патрубка 200 мм×200 мм для данного теплообменника можно выбрать равным 10° как наиболее приемлемый.

Выводы

1. Поток жидкости в теплообменнике находится в режиме трехмерной турбулентности с интенсивным вращением.
2. При изменении конструктивных элементов – наклона верхней части и смещения выходного патрубка, величина окружной скорости изменяется незначительно, а осевая скорость увеличивается за счет отклонения вращательного потока и смещения оси вращения. Это является действенным фактором для повышения эффективности разделения теплообменника.
3. При увеличении расстояния смещения выходного патрубка эффективность разделения теплообменника сначала увеличивается, потом уменьшается, при этом потери давления только уменьшаются. При увеличении угла наклона входного патрубка эффективность разделения и потери давления сначала увеличиваются, потом уменьшаются.
4. При проектировании теплообменника необходимо выбирать рациональные значения угла наклона входного патрубка и расстояние для смещения выходного патрубка. Для исследуемой конструкции эти значения составили: 10°- угол наклона и величина смещений - 200мм×200мм. Данный расчет позволяет определить траекторию движения и время пребывания материала в теплообменнике. Это позволяет в дальнейших исследованиях с учетом полей температур изучить процесс теплообмена между частицами и теплоносителем.

Литература

1. Алексеев СВ., Окулов В.Л. Закрученные потоки в технических приложениях (Обзор). - Теплофизика и аэромеханика, 1996, №2, С.101-138.
2. Щербина В.Ю., Чжан Юлин (张佑林). Моделирование движения частиц дисперсной фазы в запечных теплообменниках вращающихся печей //Будівельні матеріали, виробі та санітарна техніка. -2006.-№22.-С.111-116.
3. 张佑林, 刘得华, В.Ю. Щербина(谢尔宾纳). Mathematical models for the cyclone stove heater. CHINA CEMENT. - 2006.-№8.-Р. 45-47.
4. К.Флетчер. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х т. -М.: Мир, 1991. -557с.