УДК 666.9:681.3

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ЦЕМЕНТНОЙ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ

Кузнецов В.А., Трулев А.В.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия

АННОТАЦИЯ

Получены первые результаты применения новой компьютерной программы численного моделирования тепломассообменных процессов при диффузионном горении природного газа в эксплуатационных условиях цементной вращающейся печи. Выявлено значительное воздействие выталкивающей силы, приводящее к затягиванию горения в "вялом" факеле и недожогу топлива при относительно низкой скорости вылета природного газа из сопла горелки, а также резкое изменение положения "жесткого" факела относительно стен даже при небольшом наклоне горелки к оси печи. Дана оценка влияния запаздывания воспламенения на форму и размеры диффузионного факела.

ВВЕДЕНИЕ

В технологии цемента обжиг клинкера осуществляется во вращающихся печах с использованием горелочных устройств, которые создают различные формы факела, определяющие условия теплообмена в зоне спекания. При работе печей на коротком "жестком" факеле интенсифицируется теплообмен газов с обжигаемым материалом, но ухудшаются условия образования защитной клинкерной обмазки [1]. При длинном "вялом" факеле снижается воздействие пламени на обмазку и футеровку [2]. Вопрос о наиболее эффективном способе сжигания топлива во вращающихся печах окончательно не решен, возможности его экспериментального исследования весьма ограничены.

В этом плане достаточно перспективным представляется численное исследование основных закономерностей процессов горения и тепломассообмена в диффузионном факеле с помощью математической модели [3].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель выполнена в трехмерной цилиндрической системе координат на разнесенной шахматной сетке. Турбулентное движение газообразной среды, конвективный теплообмен и диффузионное горение представлены в модели дифференциальными уравнениями в частных производных, радиационный теплообмен моделируется на основе уточненных дифференциальных уравнений переноса излучения [4]. Граничные условия определены с учетом высокой температуры незапыленных газов и цикличного изменения температуры стен вращающейся печи [5] под воздействием обжигаемого клинкера.

Для расчета компонент скорости разработан алгоритм SAMPLE (System Approach Method for Pressure-Linked Equations) [6], в котором непосредственно в уравнения Навье–Стокса введена разность локальных расчетных источников массы S, заменяющх поправку давления. Показано [6], что для неизотермических газов определенными преимуществами обладает алгоритм вычисления массовых компонент скорости. Примером для демонстрации агоритма может служить дискретное уравнение для компоненты массовой скорости (ρu) в расчетном узле P, направленной по оси x:

$$a_P(\rho u)_P = \sum a_{nb}(\rho u)_{nb} + d_P +$$

$$+\frac{p_w - p_e}{\Delta x} + \frac{S_w}{A_w \Delta x} - \frac{S_e}{A_e \Delta x} + R(\rho u)_P . \qquad (1)$$

Здесь a_P и a_{nb} – коэффициенты уравнения, вычисляемые в расчетном узле сетки P и в соседних узлах сетки соответственно; A_w, A_e – коэффициенты дискретного уравнения для давления p; R – релаксационный множитель; индексы w, e обозначают точки на гранях контрольного объема.

Релаксационный множитель принимает локальные значения в узлах сетки. Он входит в виде слагаемого также в множитель a_P левой части уравнения (1) и предотвращает появление в правой части уравнения отрицательных коэффициентов. Для равномерной сетки он вычисляется по формуле

$$R = \left(\frac{1}{A_w \Delta x^2} + \frac{1}{A_e \Delta x^2} \right).$$

Разность членов с источниками массы в дискретных уравнениях типа (1) способствует расчетному "перетеканию" среды, уменьшающему величину расчетных источников массы. В результате значения компонентов скорости постепенно приближаются к распределению, удовлетворяющему уравнению неразрывности.

Следует обратить внимание на то, что свободный член d_p уравнения (1) содержит дивергенцию вектора линейной скорости, оказывающую большое влияние на расчетную величину скорости газовой среды в пламени и, следовательно, на длину диффузионного факела.

Параметры турбулентности вычислялись по двухпараметрической диссипативной модели. Граничные условия формулировались с помощью уравнений модифицированной полуэмпирической гипотезы турбулентности Прандтля.

Дискретное уравнение радиационно-конвективного переноса теплоты содержит энтальпию газов H в качестве искомой функции, что позволяет учесть в нем диффузионный перенос теплоты диссоциации трехатомных газов,

$$a_P H_P = \sum a_{nb} H_{nb} + d_P ,$$

причем свободный член уравнения включает в себя как тепловыделение при горении Q_o, так и вклад радиационного переноса в общий теплообмен с помощью определяющей температуры T_s [4]:

$$d_P = Q_o + 3\sigma[\alpha T_s^4 - \alpha_п T_o^4 + .$$

$$+\frac{\alpha_п}{c_p}\left(T_P^3 + T_P^2 T_o + T_P T_o^2 + T_o^3\right) H_д],$$

где σ – постоянная Стефана–Больцмана; α, $\alpha_п$ – локальный и средний планковский коэффициенты поглощения; c_p – удельная массовая теплоемкость газов; $H_д$ – теплота диссоциации трехатомных газов; T_o = 273,15 К.

Радиационный перенос в поглощающей среде рассчитан с помощью дискретного уравнения [4]

$$a_P T_{sP}^4 = \sum a_{nb} T_{s\,nb}^4 + 3\alpha_п \sigma T_P^4 - \mathrm{div}\Delta\mathbf{q}_л ,$$

где $\Delta q_л$ – поправка к расчетной величине вектора плотности потока результирующего излучения вблизи границ..

Для расчета горения использовались дискретные уравнения для массовой концентрации топлива ст и расчетной концентрации C:

$$C \equiv c_т - c_в / n_в ,$$

$$a_P C_P = \sum a_{nb} C_{nb} , \qquad (2)$$

$$a_P c_{тP} = \sum a_{nb} c_{т\,nb} + M_т , \qquad (3)$$

где $M_т$ – "источник" массы топлива в единице объема за единицу времени; $c_в$ – массовая концентрация воздуха, $n_в$ – массовое стехиометрическое соотношение воздуха и топлива.

Для нахождения расчетной концетрации по уравнению (2), а затем и концентрации топлива $c_т$, не требуется учитывать кинетику горения топлива. В диффузионном факеле количество сгоревшего топлива ($-M_т$) вычислялось по уравнению (3). При учете запаздывания воспламенения дополнительно вычислялась концентрация топлива в смеси с воздухом по уравнению (3) при нулевом значении "источника" массы топлива.

Компьютерная программа, реализующая трехмерную математическую модель, позволяет учитывать наличие в печи слоя технологического материала [7]. Задача в такой постановке до сих пор численно не решалась.

РЕЗУЛЬТАТЫ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Результаты численного моделирования выводятся компьютером в табличном и графическом виде. Цветное изображение на экране компьютера сопровождается показом палитры цветов, каждый из которых определяет концентрацию несгоревшего топлива или воздуха в топке. При наведении курсора на графическое изображение, в левой верхней части экрана появляются значения искомых параметров и вектор скорости в данной точке. Таким способом можно наглядно изобразить процесс горения природного газа в печи.

Ниже представлены результаты вычислительных экспериментов, относящиеся к "мокрому" способу производства 72 т/ч цементного клинкера при расходе природного газа 12200 м^3/ч и внутреннем диаметре печи 4,5 м. Рис.1 показывает, что при скорости вылета природного газа из сопла горелки 300 м/с образуется относительно короткий "жесткий" факел длиной около 220 диаметров выходного сопла горелки, часть которого приподнимается выше оси печи под действием выталкивающей силы.

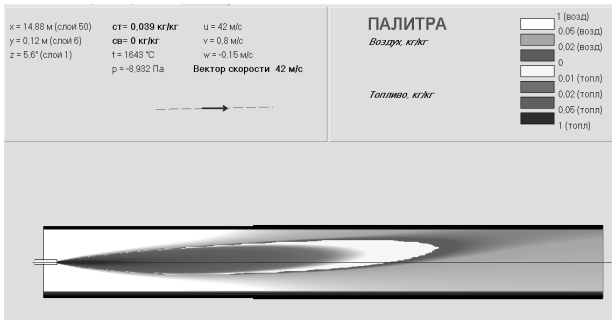

Рис.1 Короткий "жесткий" факел при подаче топлива по оси печи.

В случае длинного "вялого" факела при скорости вылета природного газа из сопла горелки 150 м/с наиболее горячая часть продуктов горения поднимается к верхней поверхности футеровки печи, увлекая за собой еще не сгоревшее топливо. В результате часть диффузионного факела стелется вверху по поверхности футеровки, смешение топлива с воздухом ухудшается, и горение затягивается (рис.2). Опыт эксплуатации показал [8], что действительно при скорости вылета природного газа менее 200 м/с во вращающихся печах имел место недожог топлива в некоторых случаях до 3 %.

Математическая модель позволяет выяснить, насколько необходимо наклонить горелку вниз по вертикали, чтобы компенсировать влияние выталкивающей силы. Результаты вычислительного эксперимента для печи "мокрого" способа производства при подаче природного газа со скоростью 150 м/с под углом 5° к оси печи по вертикали представлены на рис.3. В этом случае удлиненный "вялый" факел занимает вполне определенное положение в пламенном пространстве печи с полным сгоранием в нем топлива. Средняя температура газов в конце расчетного участка печи и температура клинкера на выходе остались практически такими же, как и при работе на коротком "жестком" факеле, изображенном на рис.1.

Рис.2 Длинный "вялый" факел при подаче топлива по оси печи.

Рис.3 Удлиненный "вялый" факел при наклоне горелки на 5° по вертикали к оси печи.

Расчетная максимальная температура нагрева клинкера "вялым" факелом по сравнению с "жестким" факелом понизилась более, чем на 50 °С, что возможно является определенным технологи-ческим преимуществом теплового режима печи с точки зрения снижения перегрева клинкера и повышения сохранности футеровки.

Рис.3 показывает, что наклон горелки к оси печи 5...6° является вполне достаточным для полного сгорания топлива. Дальнейшее увеличение угла наклона и приближение факела к

слою клинкера может вызвать появление восстановительной среды на поверхности слоя, образование закисного железа и, согласно [9], разрушение клинкерных минералов, что приводит к снижению качества клинкера.

В эксплуатационной практике часто применяют разные способы приближения зоны горения в печи к слою в попытке повысить теплоотдачу факела к обжигаемому клинкеру. Последствия таких технических решений, как правило, не поддаются прямому измерению и в литературе обычно не обсуждаются. Как показывает компьютерное моделирование, по сравнению с "вялым" факелом ориентация "жесткого" диффузионного факела более сильно зависит от угла наклона горелки к продольной оси вращающейся печи.

На рис.4 представлен вид на "жесткий" факел в продольной плоскости, нормальной к слою клинкера, при углах наклона горелки к оси печи 2° по вертикали и горизонтали. "Жесткий" факел, согласно результатам вычислительного эксперимента, отчетливо реагирует на малейшее изменение угла наклона горелки, что особенно заметно в конце зоны горения. Следовательно, даже небольшая неточность в установке горелки может привести к заметному приближению "жесткого" факела к слою клинкера или стенам печи, увеличивающему возможность их пережога.

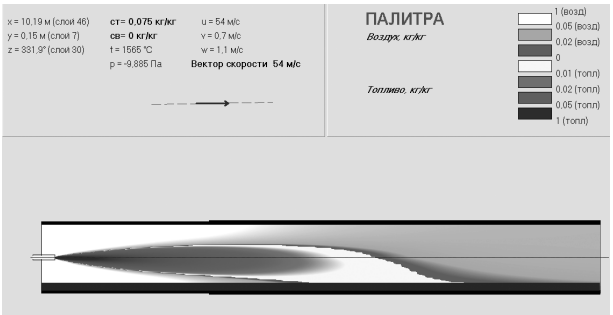

Рис.4 Сечение факела по нормали к слою клинкера при наклоне горелки к оси печи на 2° по вертикали и по горизонтали.

При обжиге клинкера в условиях горения, соответствующих рис.1 и 4, средняя температура газов на выходе из расчетного участка печи, длина которого 40 м, изменилась незначительно (на 6 °С), максимальная температура нагрева клинкера в обоих случаях превысила 1450 °С. В то же время приближение факела к технологическому материалу привело к повышению его температуры на выходе на 28°С. Изменились и условия нагрева продуктами горения стен, что вызвало некоторое увеличение амплитуды колебаний температуры их внутренней поверхности при вращении печи.

Таким образом, приближение "жесткого" факела к технологическому материалу наклоном горелки следует проводить с большой осторожностью, чтобы избежать перегрева футеровки печи или недожога топлива.

При расчете диффузионного горения обычно выполняется предположение, что химические реакции, по сравнению с турбулентной диффузией, происходят с настолько большой скоростью, что их кинетика не оказывает влияния на размеры факела. Это положение, упрощающее математическую модель, часто дополняется допущением, что воспламенение происходит непосредственно у топливного сопла. В реальных условиях вращающейся печи природный газ воспламеняется с некоторым запаздыванием, лишь после нагрева топливовоздушной смеси до нужной температуры излучающими на нее горячими стенами и клинкером.

Точность примененной дифференциальной модели радиационного переноса, достаточная для большинства инженерных расчетов, в данном случае не позволила надежно рассчитать положение зоны воспламенения. Все же представляется полезной постановка вычислительного эксперимента в условиях запаздывания воспламенения. С этой целью было принято, исходя из опыта эксплуатации, что диффузионный "жесткий" факел воспламеняется на расстоянии 4 м от выходного сопла горелки.

Рис.5 "Жесткий" факел при запаздывании воспламенения топлива.

На рис.5 представлено графическое распределение концентрации топлива вне смеси его с воздухом. Видно, что в момент воспламенения факел резко расширяется из-за скачкообразного повышения его температуры. В

остальном его отличие от "жесткого" факела, представленного на рис.1, мало заметно. Длина факела практически не изменилась, так как повышенное вовлечение воздуха в топливную струю на начальном участке перед воспламенением компенсируется здесь удлинением зоны горения (по сравнению с факелом на рис.1) при возрастании температуры фронта пламени до 1750 °С сразу после воспламенения.

ВЫВОДЫ

Применение современного математического моделирования для исследования условий горения природного газа и радиационно-конвективного теплообмена в пламенном пространстве вращающихся печей позволило получить новые количественные и качественные оценки процесса обжига цементного клинкера, не противоречащие имеющимся наблюдениям и эксплуатационному опыту.

Выявлено значительное воздействие выталкивающей силы, приводящее к затягиванию горения и недожогу топлива в "вялом" факеле, а также резкое изменение положения "жесткого" факела относительно стен при малом наклоне горелки к оси печи. Дана оценка влияния запаздывания воспламенения топлива на форму и размеры диффузионного факела.

Представляется целесообразным конструкторские и эксплуатационнные мероприятия, связанные с изменением режимов тепловой работы вращающихся печей предварять численным исследованием возможных последствий новых технических решений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Древицкий Е.Г., Добровольский А.Г., Коробок А.А.. Повышение эффективности работы вращаю¬щихся печей.– М., Строй-издат, 1990.– 224 с.
2. Классен В.К. Оптимизация процессов обжига цементного клинкера во вращающихся печах // Энергосберегающие технологии при производстве цемента.– М.: Гипроцемент наука, 2005.– С. 49 – 54..
3. Кузнецов В.А., Рязанцев О.А., Трулев А.В. Численное моделирование горения и теплообмена в цементной вращающейся печи // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова.–2011.– № 4.– С. 161 – 164.
4. Кузнецов В.А., Рязанцев О.А. О дифференциальных методах расчета радиационного теплообмена // Изв. вузов. Проб-лемы энергетики.– 2012.– № 1-2.– С. 3 – 12.
5. Кузнецов В.А., Трулев А.В. Нестационарная температура стен цементной вращающейся печи // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова.– 2012.– № 2.– С. 150 – 153.
6. Трубаев П.А., Кузнецов В.А., Беседин П.В. Методы компьютерного моделирования горения и теплообмена во вращающихся печах.– Белгород: Изд-во БГТУ:БИЭИ, 2008.– 230 с.
7. Рязанцев О.А., Трулев А.В., Кузнецов В.А. Компьютерное моделирование тепловой работы промышленных печей и топок // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2012611599.– Российская Федерация: Федеральная служба по интеллектуальной собственности, 2012.
8. Вальберг Г.С., Гринер И.К., Мефодовский В.Я. Интенсификация производства цемента (обжиг клинкера).– М: Строй-издат, 1971. – 145 с.
9. Lowes T.M., Evans L.P. The effect of burner design and operating parameters on flame shape, heat transfer, NOx and SO3 cycles // Zement-Kalk-Gips.– 1993.– №12.– P. 761 – 768.