

УДК 621.182.42:532.529

А.А. ШРАЙБЕР, д-р техн. наук, В.П. ЯЦЕНКО, канд. техн. наук (Институт общей энергетики НАН Украины, Киев)

МОДЕЛИРОВАНИЕ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА КОНВЕКТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОТЛА

Проанализированы статистические данные относительно повреждений теплообменных поверхностей котлоагрегатов украинских тепловых электростанций за последние годы. Разработана модель турбулентного обтекания теплообменных поверхностей двухфазным потоком. Проведены численные исследования процесса обтекания дымовыми газами с частицами золы шахматного пакета труб и эрозии их поверхностей.

Основным источником отказов и аварий на тепловых электростанциях (ТЭС) в отечественной и мировой практике являются повреждения теплообменных поверхностей (ТП) паровых котлов. Анализ статистических данных об аварийности на объектах электроэнергетики Украины [1-3] свидетельствует о частой повреждаемости этих поверхностей. Например, в 1994 году удельная повреждаемость P_y теплообменных поверхностей котлов блоков 300 МВт составляла 2,9, а в 2004-м – 2,4. Заметим, что по данным [4], в 1991–1998 гг. в России для котлов мощностью 300 МВт эта величина изменялась в пределах 1,05÷1,63 повреждений в год, а в США на пылеугольных блоках аналогичной мощности составляла 5,26.

Нарушения в работе ТП происходили по эксплуатационным и внеэксплуатационным причинам. К первым относятся: золовой износ, электрохимическая и высокотемпературная коррозия поверхностей, исчерпание их ресурса, перегревание труб. Внеэксплуатационные нарушения в работе ТЭС вызваны металлургическими и технологическими дефектами металла труб, некачественным заводским изготовлением ТП и их несвоевременным ремонтом. Среди перечисленных факторов эрозионное изнашивание случается достаточно часто. По данным [1-3], на отдельных блоках его доля достигала 60% и более. Приведенные выше сравнительно невысокие значения P_y в российской энергетике объясняются тем, что в качестве основного топлива на многих ТЭС России используется газ, благодаря чему эрозионное изнашивание поверхностей существенно уменьшается.

Для прогнозирования изнашивания нужны соответствующие математические модели. Они в комплексе должны учитывать текущее состояние поверхностей, особенности аэродинамики котла, влияние тех или других факторов на движение частиц золы. В работе [5] предложен метод прогнозирования эрозионного износа одиночной

трубы при потенциальном обтекании ее двухфазным потоком. Ниже рассматривается более общий случай – моделирование обтекания пучка труб турбулентным потоком.

Модель обтекания цилиндрической поверхности двухфазным потоком. При моделировании обтекания теплообменных поверхностей двухфазным потоком возникают две самостоятельные задачи: 1) нахождение параметров газа; 2) определение характеристик движения частиц. Первая задача существенно упрощается при небольших концентрациях частиц – в этом случае их присутствие не влияет на параметры течения несущей среды (такой подход используется в данной работе).

Рассмотрим поперечное обтекание цилиндрической трубы потоком дымовых газов. Примем для определенности, что поток движется вниз. Течение будем считать стационарным и двумерным, учитывая малость эффектов, связанных с конечностью длины трубы. Начало декартовой системы координат поместим на оси цилиндра и ось x направим вниз (рис. 1). Здесь U , T – U_∞ , T_∞ скорость и температура газа на бесконечности; φ – угол между осью и радиус-вектором r , проходящим через точку столкновения золовой частицы с трубой (векторные величины выделены жирным шрифтом).

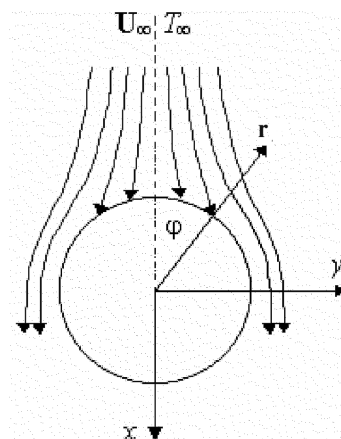


Рис. 1. Схема обтекания

Запишем уравнения сохранения массы, импульса и энергии газового потока:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \bar{F}_i; \quad (2)$$

$$\rho c \frac{\partial \bar{T} \bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \bar{u}_i \bar{\tau}_{ij} \right) + \bar{u}_j \bar{F}_j, \quad (3)$$

где $i, j = 1, 2$ – индексы, которые определяют оси координат; u_i, u_j – составляющие скорости газа в направлении соответствующих осей ($U = (u_1^2 + u_2^2)^{0,5}$); ρ, p – плотность и давление газа; T, c, λ – его температура, теплоемкость и теплопроводность; τ – тензор вязких напряжений; F – массовые силы (имеется в виду суммирование по повторяющимся индексам).

Для вычисления корреляций пульсационных скоростей (рейнольдсовых напряжений), которые неявно фигурируют в системе (1)–(3), используем гипотезу Буссинеска, а коэффициент турбулентной вязкости газа будем находить на основе k - ε модели:

$$\mu_t = \rho \nu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

где k, ε – кинетическая энергия турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации; c_μ – эмпирический коэффициент.

Уравнения для энергии турбулентности и ее диссипации имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \rho P_k - \rho \varepsilon; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \rho P_k - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon}{k} \rho \varepsilon, \quad (6)$$

где $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, c_{\varepsilon 1}, c_{\varepsilon 2}$ – эмпирические коэффициенты; $\rho P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – генерация турбулентной энергии за счет осредненного движения. Значения констант в уравнениях зависят от модели турбулентности. Для стандартной k - ε модели в соответствии с [6] эти константы имеют такие значения: $\sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3, c_{\varepsilon 1} = 1,44, c_{\varepsilon 2} = 1,92$ и $c_\mu = 0,09$.

Остановимся на результатах моделирования движения частиц. Отметим следующее. В подавляющем большинстве работ по этой проблематике учитываются один или два механизма силового влияния (силы аэродинамического сопро-

тивления f_a и тяжести f_g) и не проводятся оценки допустимости пренебрежения другими. Однако на практике на частицы действует ряд дополнительных силовых факторов как турбулентной, так и нетурбулентной природы, пренебрегать которыми без соответствующих оценок нельзя. При определенных условиях важную роль могут играть силы Магнуса f_M , Сафмена f_S , термофореза f_T , а также турбулентный характер движения несущей среды (силы турбулентной миграции f_{TM}). По методике [7] были выполнены оценки отношения максимальных значений этих силовых факторов к силе аэродинамического сопротивления применительно к условиям обтекания дымовыми газами теплообменных поверхностей. Считалось, что та или другая сила существенна, если величина этого отношения превышает 10%. Анализ результатов показал, что силы Сафмена и термофореза в данных условиях незначительны. Величина $f_M/f_a > 0,1$ для частиц размером $\delta > 20 \div 30$ мкм, а $f_T/f_a > 0,1$ лишь для частиц $\delta < 5 \div 7$ мкм. Поскольку на практике зола содержит частицы указанных размеров, то при моделировании их движения, кроме f_a и f_g , будем учитывать силы Магнуса и термофореза. Тогда нисходящее движение частиц при обтекании горизонтального цилиндра описывается лагранжевыми уравнениями

$$m \frac{du_p}{dt} = f_{ax} + f_{Mx} + f_{Tx} + f_g; \quad (7)$$

$$m \frac{dv_p}{dt} = f_{ay} + f_{My} + f_{Ty}; \quad (8)$$

$$dx/dt = u_p, \quad dy/dt = v_p,$$

где m – масса частицы; u_p, v_p – продольная и поперечная составляющие ее скорости V_p .

Уравнения для интенсивности эрозионного изнашивания запишем аналогично [5]. При столкновении частиц с трубой они удаляют из ее поверхности некоторое количество материала объемом $V = nV_0$, где n – число столкновений, V_0 – объем, который эродируется одной частицей.

Теплообменное оборудование котельных агрегатов, в частности трубы экономайзеров, изготавливаются из относительно пластичной стали. Для таких материалов объем эродируемого металла V_0 может быть вычислен по зависимостям, приведенным в [8]. Тогда скорость эрозии составит

$$h = \begin{cases} \frac{\eta \mu U V_p^2 \rho}{4\pi\sigma} (\sin 2\alpha - 3\sin^2 \alpha) & (0^\circ \leq \alpha \leq 18,5^\circ); \\ \frac{\eta \mu U V_p^2 \rho}{12\pi\sigma} \cos^2 \alpha & (\alpha \geq 18,5^\circ), \end{cases} \quad (9)$$

где σ – предел текучести металла; α – угол атаки (угол между касательной к поверхности в точке удара и направлением движения частицы).

Результаты расчетов и их обсуждение. Расчеты выполнялись применительно к условиям обтекания экономайзерного пучка, схематически представленного на рис. 2, при $U_\infty = 6,7$ м/с; $D = 0,032$ м; $T_\infty = 873$ К; $T_w = 520$ К. Здесь: D – диаметр трубы; T_w – ее температура; s_1, s_2 – поперечный и продольный шаги; L – расстояние от задней стенки котла до пакета; N – количество рядов. Сначала вычислялись параметры газового потока при нисходящем обтекании им тестового шахматного пакета, состоящего из десяти рядов труб в продольном и поперечном (вправо от задней стенки котла) направлениях. Считалось, что такого количества расчетных поверхностей достаточно для моделирования характеристик обтекания экономайзерного пакета в целом.

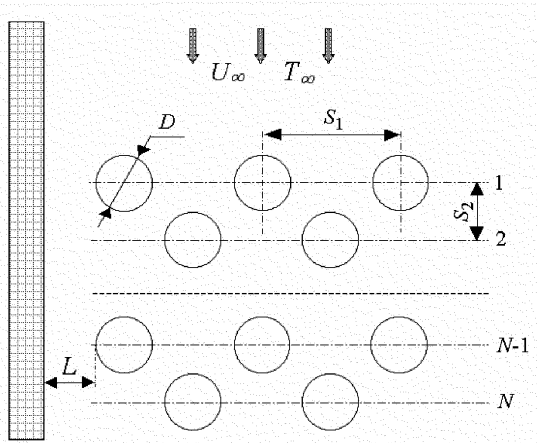


Рис. 2. Схема пакета

Далее из тестового пакета выбиралась та или иная теплообменная поверхность. Для нее задавались размеры расчетной области и строилась расчетная сетка. По данным вычислений характеристик газового потока в центрах ячеек сетки задавались значения U_g, T_g . Частицы одного размера "стартовали" в определенных точках входного сечения расчетной области. Для определенности было выбрано 10 точек, равномерно

расположенных вдоль этого сечения. Принято, что эти частицы имеют начальные скорости $u_p = u_x, v_p = u_y$ и температуру $T_p = T$. В расчетах вычислялись координаты, температуры, поступательные и угловые скорости частиц.

Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 3 (а, б – первый ряд труб, в – второй). Здесь $X = x/D, Y = y/D$. Данные рис. 3а получены при обтекании ТП потенциальным потоком, характеристики которого вычислялись в соответствии с [9] (вариант А). Другие траектории построены для варианта Б, в котором параметры газового потока рассчитывались решением системы (1) – (6).

Из сравнения траекторий рис. 3а и 3б вытекает, что расчеты с использованием потенциальной модели занижают величину коэффициента осаждения η . Кроме того, потенциальная модель дает меньшие скорости частиц ($V_p = \sqrt{u_p^2 + v_p^2}$) в момент их взаимодействия с трубой. Укажем, что истирание поверхностей абразивными частицами пропорционально величинам η и $V_p^n, n \approx 2 \div 3$. Таким образом, интенсивность изнашивания поверхностей в варианте А будет меньше, чем в варианте Б. При учете в уравнениях движения (7), (8) всех силовых факторов траектории частиц смещаются в направлении оси потока. В конечном итоге это также приводит к возрастанию η и интенсивности изнашивания.

Коэффициенты осаждения частиц на трубы первого и второго рядов при параметрах потока, вычисленных решением (1)–(6), почти одинаковы (см. рис. 3б и 3в). Но скорости частиц в момент их взаимодействия с этими трубами отличаются существенно. В приведенном примере при столкновении золы с трубой второго ряда они в 1,4-1,5 раза больше. Таким образом, трубы этого ряда будут изнашиваться интенсивнее труб первого ряда, что и наблюдается на практике.

Значения скоростей частиц в момент их взаимодействия с теплообменными поверхностями разных рядов приведены в табл. 1, где M – номер точки старта, отсчитываемый от оси трубы; l – номер ряда.

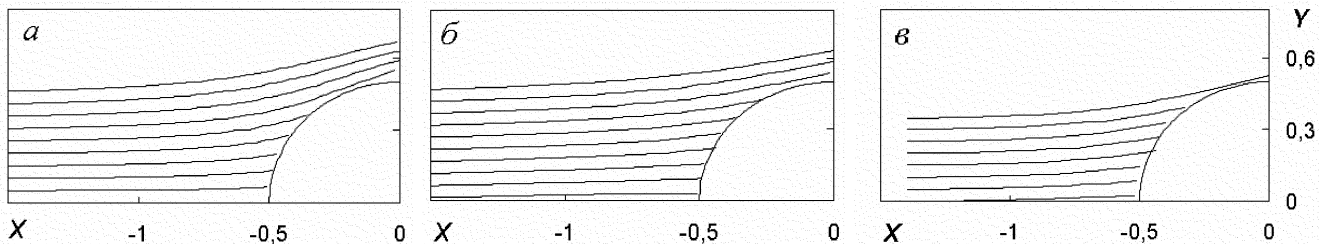


Рис. 3. Траектории частиц

Таблиця 1. Скорості частиц, м/с

$M \backslash l$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	4,38	4,20	4,09	4,14	4,27	4,60	-	-	-	-
1	4,26	4,60	4,92	5,12	5,45	5,82	6,11	-	-	-
2	6,40	6,80	7,20	7,37	7,77	8,14	8,53	-	-	-
6	4,74	4,54	4,35	4,50	4,80	5,22	5,78	6,36	6,94	7,32

По мере продвижения в глубину пакета характер обтекания теплообменных поверхностей изменяется. Траектории частиц искривляются в направлении продольной оси обтекаемой поверхности. Это связано с тем, что поле течения вокруг труб пакета, расположенных дальше второго ряда, формируется под влиянием труб предшествующих рядов. Скорости частиц при столкновении с трубами глубинных рядов меньше, чем при взаимодействии с ТП второго ряда (табл. 1). Поэтому интенсивность изнашивания труб в рядах с $N > 2$ будет меньше, чем труб

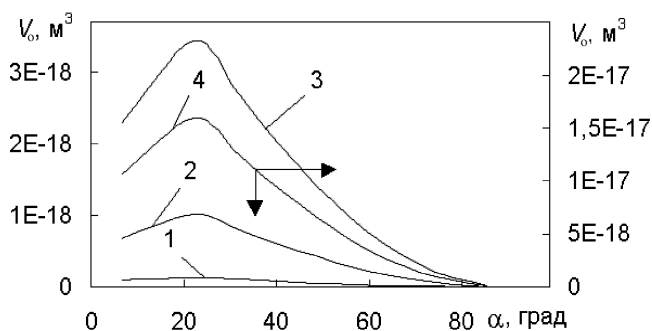


Рис. 4. Залежність $V_0(\alpha)$: 1 – $\delta = 20$ мкм; 2 – $\delta = 40$ мкм; 3 – $\delta = 60$ мкм; 4 – $\delta = 100$ мкм

второго ряду, що також підтверджується на практиці.

На рис. 4 приведені результати розрахунків залежності об'єму матеріала, який удаляється частинами золи з поверхності труби от кута атаки.

Видно, що з відростанням діаметра частинок максимальні значення об'єму V_{0max} відростають, а величина кута, при якому спостерігається V_{0max} , залишається незмінною.

Полученные в этих расчетах данные использовались при вычислении интенсивности эрозии по уравнениям (9). Анализ результатов расчетов показал, что зависимость $h(\varphi)$ имеет немонотонный характер. С увеличением φ величина h возрастает, при определенных φ принимает максимальное значение и в дальнейшем уменьшается. В итоге локальное изнашивание трубы будет различным в разных точках взаимодействия частиц с ее поверхностью. По результатам расчетов интенсивности эрозии, вызванной каждой фракцией, для заданного фракционного состава золи можно получить итоговую зависимость изнашивания теплообменной поверхности от угла φ . Анализ полученных данных показывает, что максимальная интенсивность эрозии имеет место при углах $\varphi = 42 \div 58^\circ$, что соответствует эксплуатационным результатам.

Таким образом, разработанная модель обтекания цилиндрических поверхностей позволяет в целом правильно прогнозировать изнашивание конвективных теплообменных поверхностей пылеугольных котлоагрегатов.

1. Аварійність на енергопідприємствах Міненерго України у 1994 році. Огляд. – К.: Міненерго України, 1995. – 93 с.
2. Аварійність на об'єктах електроенергетики України у 2004 році. ПІД 34. 08. 557. – 2004. – К.: Мінпалівернерго України, 2005. – 195 с.
3. Огляд технологічних порушень в електроенергетиці України за четвертий квартал 2005 року. ПІД 34. 08. 558. – 2006. – К.: Мінпалівернерго України, 2006. – 54 с.
4. Штрюмберг Ю.Ю., Понасечкин С.А., Копсов А.Я. Повреждаемость теплоэнергетических блоков мощностью 300 МВт // Электрические станции. – 2000. – № 3. – С. 16–18.
5. Яценко В.П. Прогнозування ерозійного зношування теплообмінних поверхонь котельного устаткування // Проблеми загальної енергетики. – 2006. – № 13. – С. 81–85.
6. Bray K.N.C. Turbulent flows with premixed reactants in turbulent reacting media // Topics in Applied Physics. – Vol. 44. – New York: Springer, 1980.
7. Шрайбер А.А., Гавин Л.Б., Наумов В.А., Яценко В.П. Турбулентные течения газозвесей. – К.: Наукова думка, 1987. – 240 с.
8. Finnie I. Erosion of surfaces by solid particles // Wear. – 1960. – Vol. 3. – P. 87–103.
9. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.