

состава, и термостатированной камеры, куда подаются газы из топочного устройства и где помещаются исследуемые образцы котельных сталей (рис. 3).

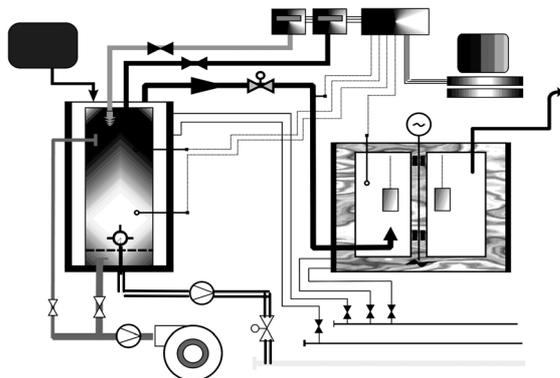


Рис. 3. Принципиальная схема стендовой установки ВТИ по исследованию закономерностей высокотемпературной газовой коррозии поверхностей нагрева котлов

Создаваемые в камере условия позволяют моделировать коррозионные процессы, характерные для установок, сжигающих ТБО. Также реконструкцией предусмотрена возможность проведения коррозионных испытаний образцов в заданной газовой среде под слоем отложений. На сегодняшний день ведутся экспериментальные исследования и накапливается статистический материал, необходимый для выявления механизмов и особенностей рассматриваемого

процесса. В результате, полученные данные позволят разработать технические, конструктивные и режимные мероприятия по борьбе с хлористо-водородной коррозией при создании современных энергетических установок, сжигающих ТБО.

Литература

1. Тугов А.Н., Пурич В.Р. Твердые бытовые отходы – топливо для ТЭС малой мощности. // Аква-терм. 2001. № 7.
2. Тугов А.Н., Эскин Н.Б., Литун Д.С. Проблемы энергетического использования твердых бытовых отходов и внедрение разработок ВТИ на мусоросжигательных заводах // Электрические станции. 1996. № 7.
3. Dr. Ir. F. K. van Dijen. New initiatives on Municipal Solid Waste incineration (MSWI) in the Netherlands// VGB Power Tech. Int. Ed.. 2003. № 7.
4. Larry Baxter, Jaap Koppejan. Co-combustion of Biomass and Coal. EuroHeat&Power // English Edition. 2004. № 1.
5. Kerr-McGee. Low corrosivity of coal chlorine/ Coal Corp, Consol Inc, 1996.
6. Беньямовский Д.Н. Термические методы обезвреживания твердых бытовых отходов. М., 1979.
7. Dr. P. Makkonen. Corrosion tests in combustion of recovered fuels in a modern CFB boiler// VGB Power Tech. Int. Ed. 2003. № 8.
8. Graham E. Moores and Bernard M. Gibbs. The effects of trace metals on fireside corrosion in coal and waste fired plant, Department of Fuel and Energy, University of Leeds, Leeds LS2 JT, UK, 1996.

Всероссийский теплотехнический институт, г. Москва

6 февраля 2006 г.

УДК 621.311.22:66.045

ХАРАКТЕРИСТИКИ БАШЕННЫХ ГРАДИРЕН ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

© 2006 г. Г.М. Борисов, С.В. Скубиенко

Башенные «мокрые» градирни с естественной тягой (далее градирни) нашли широкое применение в теплоэнергетике, прежде всего на отечественных ТЭЦ. Градирни являются одним из важнейших элементов вспомогательного оборудования тепловых электростанций и оказывают значительное влияние на их технико-экономические показатели.

Состояние и эффективность работы градирен в системах оборотного водоснабжения ТЭЦ проявляются, прежде всего, в ограничениях по располагаемой мощности паротурбинных установок и в работе их с повышенным вакуумом. Это происходит в летний период и при значительной конденсационной выработке турбинами.

Градирня является теплообменным аппаратом, в котором отвод тепла от циркуляционной воды осуществляется в атмосферный воздух, а охлаждение воды

происходит за счет частичного ее испарения и за счет конвекции [1]. Основным показателем, характеризующим работу градирни, является снижение температуры охлаждающей воды

$$\Delta t_b = t_{b2} - t_{b1},$$

где t_{b2} – температура воды, поступающей в градирню, и после градирни t_{b1} .

Охладительная способность градирни зависит от метеорологических параметров. Поэтому, при определенной t_{b2} и при расходе воды G_b , поступающей в градирню, в зависимости от метеорологических параметров: температуры наружного воздуха Θ ; относительной влажности воздуха ϕ ; скорости ветра w – устанавливается определенная температура воды на выходе из градирни t_{b1} . Таким образом, в градирне вода охлаждается на величину Δt_b с отдачей в окру-

жающую среду количества тепла (тепловой нагрузкой), равной

$$Q_{\Gamma} = G_{\text{в}} (t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}) c_{\text{в}}.$$

В качестве характеристик градирен в настоящее время используются контрольные диаграммы для градирен различных типов и размеров поверхностей оросительных устройств. По этим графическим зависимостям для заданных изменяющихся параметров (факторов), влияющих на охлаждающий эффект градирен: плотности орошения $g_{\text{в}}$, равной отношению расхода охлаждающей воды $G_{\text{в}}$, к площади орошения $F_{\text{ор}}$; температуры наружного воздуха Θ ; относительной влажности воздуха φ ; скорости ветра w и величине $\Delta t_{\text{в}}$ определяют расчетные значения температуры охлажденной воды $t_{\text{в1}}$. Расчетные (нормативные) значения $t_{\text{в1}}^{\text{н}}$ должны сравниваться с фактическими значениями $t_{\text{в1}}^{\text{ф}}$.

Для капельных, капельно-пленочных и пленочных градирен по данным контрольных номограмм и поправочных кривых к ним по методике пассивного эксперимента с применением методов планирования эксперимента были получены аналитические характеристики [2] для зависимостей

$$t_{\text{в1}} = f(\Delta t_{\text{в}}, g, \Theta, \varphi, w); \quad \Delta t_{\text{в}} = f(t_{\text{в2}}, g, \Theta, \varphi, w).$$

Полученные уравнения регрессии и их статистические оценки показали недостаточно высокую степень их адекватности, что свидетельствовало, прежде всего, о взаимозависимости факторов в исходных данных (графических зависимостей номограмм).

Принято характеризовать степень совершенства охлаждающих устройств [3] отношением

$$(t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}})/(t_{\text{в2}} - \tau) = \Delta t_{\text{в}}/(\Delta t_{\text{в}} + \delta),$$

где принимается, что $t_{\text{в2}}$ не достигает теоретической температуры влажного термометра τ на значение предела охлаждения $\delta = t_{\text{в2}} - \tau$. Вместе с тем отношение $\Delta t_{\text{в}}/(\Delta t_{\text{в}} + \delta)$ характеризует лишь одну из составляющих охлаждающего процесса градири за счет испарительного эффекта и не учитывают охлаждающего эффекта с охлаждением воды в потоке проходящего в градирине воздуха.

Использование таких характеристик градирен в условиях эксплуатации затруднительно, и прежде всего для оценки состояния градирен [4]. Вместе с тем, в соответствии с ПТЭ (п. 3.4), при увеличении среднесуточной температуры охлаждающей воды после охладителя более чем на 1°C по сравнению с требуемой по нормативной характеристике должны быть приняты меры по выяснению и устранению причин недоохлаждения.

В условиях работы тепловых электростанций по снижению издержек при эксплуатации необходимы характеристики градирен, позволяющие надежно определять в условиях эксплуатации нормативные величины охлаждения для заданных условий эксплуатационных параметров и состояния метеоусловий и

сравнивать с фактическими показателями охлаждения для выявления причин отклонения, тем самым определять параметры эксплуатационного состояния [5]. Кроме того, характеристики градирен должны использоваться в создаваемых системах оперативной и технической диагностики при анализе технико-экономических показателей, прогнозировании ограничений по мощности турбоустановок, связанном с изменением температур охлаждающей воды и анализе отклонений фактических параметров градири от нормативных значений.

Для оперативного контроля эксплуатационного состояния необходимо располагать характеристиками, учитывающими основные изменяемые, независимые факторы, позволяющие определять для текущих режимных параметров и метеоусловий нормативную величину $t_{\text{в1}}$, $\Delta t_{\text{в}}$ и сравнивать их с фактическими значениями, тем самым осуществлять оперативный контроль состояния градири в текущих условиях эксплуатации.

Как модели отображения основных процессов, протекающих в градириях, характеристики являются носителем информации об их свойствах и параметрах. Степень их адекватности самому объекту описания характеризует их информационную ценность. Основным материалом для получения модели управления и предсказания для таких сложных объектов, как градири, должны использоваться экспериментальные данные, собранные на объекте, т.е. значения входных независимых переменных $\{x_i\}$ и соответствующие значения выходной переменной Y .

Охлаждающая способность градири зависит от метеорологических параметров. При текущих значениях $t_{\text{в2}}$ и $G_{\text{в}}$ воды, поступающей в градирию, в зависимости от метеорологических параметров устанавливается определенная температура $t_{\text{в1}}$ на выходе из градири. Очевидно, что для передачи тепла с конвекцией определяющим фактором является перепад температур охлаждаемой воды и наружного воздуха, т.е. Δt_{Θ} – разность между Θ и $t_{\text{в2}}$. Для передачи тепла за счет частичного испарения воды – перепад температур $t_{\text{в2}}$ и насыщения $t_{\text{н}}$, соответствующей влажности и температуре наружного воздуха, т.е. $\Delta t_{\text{н}}$. С учетом сложности определения $t_{\text{н}}$ в практике может быть использована температура τ . Вместо $\Delta t_{\text{н}}$ берем Δt_{τ} , равное разности $t_{\text{в1}} - \tau$. Кроме того, для конкретной конструкции градири и ее оросительного устройства определяющим фактором является также и удельная гидравлическая нагрузка $g_{\text{в}}$, равная отношению $G_{\text{в}}/F_{\text{ор}}$. Учет влияния других менее значительно влияющих факторов: скорости ветра, барометрического давления может производиться путем внесения поправок к основным характеристикам.

Для этого должны быть следующие штатные или специально организованные измерения по основным параметрам градири: $G_{\text{в}}$ на градирию, $t_{\text{в2}}$, $t_{\text{в1}}$, Θ и τ . Организация этих измерений на базе ультразвуковых

расходомеров воды и других современных средств в настоящее время доступна электростанциям и позволяет получить необходимой точности исходную информацию, характеризующей эксплуатационное состояние градирни. Характеристики градирен следует получать для следующих зависимостей:

$$t_{в1} = f(\Delta t_{\Theta}, \Delta t_{\tau}, g_{в}); \quad \Delta t_{в} = f(\Delta t_{\Theta}, \Delta t_{\tau}, g_{в}).$$

Причем получение характеристик градирен по результатам натурных испытаний (экспериментальных исследований) с использованием современных методов организации испытаний (методов планирования эксперимента) должно быть определяющим.

**«ЮжВТИ», филиал ОАО «Южный инженерный центр энергетики»;
Южно-Российский государственный технический университет
(Новочеркасский политехнический институт)**

6 февраля 2006 г.

Литература

1. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М. Л., 1957.
2. Борисов Г.М. Аналитические характеристики башенных градирен тепловых электростанций // Тр. Моск. энерг. ин-т, 1983 г., вып. 612, С. 104–107.
3. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М., 1982.
4. Калатузов В.А. Теоретические основы и лабораторные исследования в теплотехнических расчетах градирен. <http://www.irvik.ru/index.php?itemMenu=articles&ArticleID=1>
5. Борисов Г.М., Макарьян В.А. Внедрение систем оперативной диагностики – средство улучшения технико-экономической работы оборудования на ТЭС // Вестн. МЭИ. 2004. № 5, С. 5–7.

УДК 621.165

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН С УЧЕТОМ СТОИМОСТИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ

© 2006 г. А.Д. Ильенко, А.В. Мироненко, Н.Н. Ефимов, И.Я. Шестаченко, А.А. Ларин

Основным экономическим показателем энергоустановок тепловых электростанций (ТЭС) является термический коэффициент полезного действия (КПД), который для паротурбинных установок без учета отборов пара на регенерацию показывает, какая часть подведенной к турбине тепловой энергии пара теоретически может быть превращена в механическую энергию вращения ротора. Значение термического КПД определяется по выражению:

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{2t}}{h_0 - h_k}, \quad (1)$$

где h_0 – энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; h_{2t} – энтальпия отработавшего в турбине пара при теоретическом (изоэнтропийном) расширении, кДж/кг; h_k – энтальпия конденсата, кДж/кг.

Из выражения (1) следует, что чем меньше h_{2t} , зависящее от параметров за турбиной, тем выше термический КПД турбоагрегата. Для повышения термического КПД турбоустановки необходимо стремиться к уменьшению давления и температуры пара на выходе из турбины. Поэтому современные паровые турбины работают с глубоким разрежением за последней ступенью, которое создается за счет конденсации отработавшего пара в специальном теплообменнике – конденсаторе.

Создание разрежения в конденсаторе связано с тем, что в его паровом объеме устанавливается равновесное давление между паром и конденсатом, зависящее от температуры в этом объеме. На температуру пара в объеме конденсатора влияют условия охлаждения. Теоретически наименьшей предельной температурой в паровом пространстве является температура охлаждающей воды. Однако достичь такого состояния в конденсаторе невозможно.

Реальная температура в паровом пространстве превышает предельную. Она является сложной зависимостью от термического сопротивления стенки трубок конденсатора, загрязнения внутренней (водяной) и наружной (паровой) поверхностей трубок, термического сопротивления пленки конденсата на наружной поверхности, присутствия воздуха в разреженном пространстве, паровой нагрузки конденсатора, расхода охлаждающей воды и др. Все эти факторы влияют на коэффициент теплопередачи k , кДж/(м²×с×К) от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. В свою очередь от изменения коэффициента теплопередачи для конкретных условий работы зависит среднелогарифмический температурный напор Δt_{cp} , °С. Эту зависимость можно установить из уравнения теплообмена конденсатора

$$G_k (h_2 - h_k) = k F_k c_{в} \Delta t_{cp},$$