

Министерство образования Российской Федерации
Ивановский государственный энергетический университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭНЕРГОСИСТЕМ

ТРУДЫ ИГЭУ

Выпуск 6

*Под редакцией
доктора технических наук, профессора В.А. Шуина,
доктора технических наук, профессора М.Ш. Мисриханова,
доктора технических наук, профессора А.В. Мошкарина*

Москва
Энергоатомиздат
2003

УДК 621.311

ББК 31.37

П 42

Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. 6 / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2003. — 560 с.

ISBN 5-283-02595-0

Редакционная коллегия:

д-р техн. наук, проф. В.Н. Нуждин, д-р техн. наук, проф. М.Ш. Мисриханов,
д-р техн. наук, проф. Б.М. Ларин, д-р техн. наук, проф. А.В. Мошкарин,
д-р техн. наук, проф. В.А. Савельев, д-р техн. наук, проф. В.А. Строев,
д-р техн. наук, проф. С.В. Тарарыкин, д-р техн. наук, проф. В.А. Шуин,
д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов, д-р техн. наук, проф. Ю.Я. Щелькалов,
д-р техн. наук, проф. И.В. Якимец

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. В.А. Семенов (СО-ЦДУ ЕЭС России);
д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов (Информационно-вычислительный
центр Мосэнерго);
д-р техн. наук, проф. В.К. Слышалов (Ивановский государственный
энергетический университет)

Материал сборника включает разделы, посвященные вопросам расчета и моделирования установившихся режимов и переходных процессов в электроэнергетических системах и их элементах, эксплуатации и диагностики электрооборудования для электрических станций, подстанций и сетей, релейной защиты, автоматики и противоаварийного управления электроэнергетическими системами, общим проблемам и экономическим аспектам управления функционированием и развитием электроэнергетики России и регионов.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся исследованием, разработкой, проектированием и эксплуатацией электроэнергетических систем, электрических станций, подстанций и сетей, комплексов и устройств их автоматического управления.

ISBN 5-283-02595-0

© Авторы, 2003

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.22

Использование предвключенной турбины для привода питательного насоса

Г.Г. Орлов, А.Г. Орлов, кандидаты техн. наук

Создание экономичного и высокоманевренного привода питательного насоса приводит к необходимости рассмотреть в качестве такового предвключенную турбину, после которой весь поток пара направляется в главную турбину блока (рис. 1).

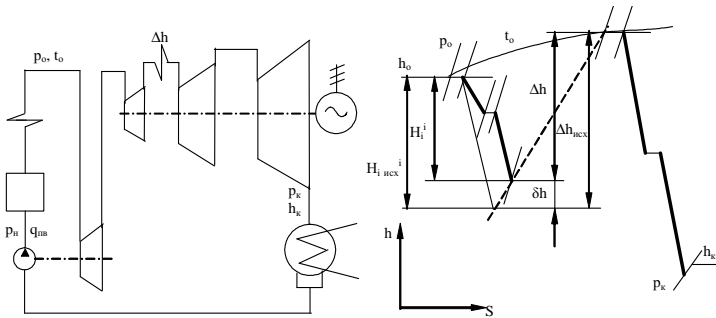


Рис. 1. Схема включения приводной турбины, работающей на полном потоке пара

Располагаемый теплоперепад предвключенной приводной турбины H_o определяется мощностью питательного насоса. Если, например, питательная вода, проходя через насос, повышает свое давление от $p_1 = 1,965$ МПа до $p_2 = 32,85$ МПа, то при КПД насоса $\eta_n = 0,82$ и КПД приводной турбины $\eta_{oi} = 0,778$ величина располагаемого теплоперепада (кДж/кг) составляет

$$H_o = \frac{\alpha_H (P_2 - P_1) v \cdot 10^3}{\eta_M \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_H} = \frac{1,02 \cdot (32,85 - 1,965) \cdot 0,0011 \cdot 10^3}{0,975 \cdot 0,778 \cdot 0,82} = 55,65, \quad (1)$$

где α_n – доля питательной воды, проходящей через насос (с учетом потерь в цикле 2,5 %); v – удельный объем питательной воды, м³/кг; η_m , η_{oi} , η_n – механический КПД турбины, внутренний относительный КПД турбины и КПД насоса соответственно.

Из выражения (1) следует, что приводная турбина может быть выполнена одноступенчатой ввиду малого располагаемого теплоперепада.

Современные питательные насосы для мощных блоков работают обычно с частотой вращения примерно вдвое большей, чем главная турбина. Это означает, что рабочее колесо приводной турбины будет иметь по крайней мере вдвое меньший диаметр по сравнению с первой ступенью главной турбины при одинаковых теплопадаениях H_o и отношении u/c_1 .

Покажем это более подробно. Связь между диаметром ступени и теплопадением H_o (кДж/кг) выражается соотношением

$$H_o = \frac{\pi^2}{7,8 \cdot 10^6} \cdot \frac{n^2 \cdot d^2}{\varphi^2 (1 - \rho) \cdot x_1^2}, \quad (2)$$

где n – частота вращения турбины; φ – коэффициент скорости сопел; ρ – реакция ступени; $x_1 = u/c_1$ – отношение окружной скорости u к скорости потока за соплами c_1 , d – диаметр ступени, м.

Принимая частоту вращения приводной турбины $n_{nm} = 100$ 1/с, главной $n_{z1} = 50$ 1/с, из формулы (2) получим

$$d_{nm} = \frac{d_{z1} \cdot n_{z1}}{n_{nm}} = \frac{50 \cdot d_{z1}}{100} = \frac{d_{nm}^*}{2}. \quad (2a)$$

Ниже рассматриваются и анализируются возможные варианты включения приводной турбины в тепловую схему блока. Для сравнения вариантов в качестве исходной принята схема, в которой питательный насос приводится в действие от вала главной турбины.

Вариант I. Сначала рассмотрим схему включения, в которой весь поток пара из парогенератора направляется в приводную турбину (рис. 1), условно поставленную в качестве первой ступени главной турбины.

Для исходной схемы внутренний абсолютный КПД цикла определяется как $\eta_i = H_i / Q_o$ (отношение теплоты, превращенной в работу, к теп-

*) Из соотношений (1) и (2a) видно, что предвключенная приводная турбина должна получиться достаточно компактной.

лоте, сообщенной рабочему телу в парогенераторе); для схемы с предвключенной турбиной абсолютный КПД цикла

$$\eta_i' = \frac{H_i - \delta h}{Q_o - \delta h}, \quad (3)$$

где $\delta h = H_{i\text{ уcx}}^i - H_i^i = \Delta h_{\text{уcx}} - \Delta h$ – разность внутренних теплоперепадов в ЧВД между исходным и рассматриваемым вариантами (см. рис. 1).

Выражение (3) показывает, что рассмотренная схема включения приводной турбины приводит к снижению абсолютного КПД цикла.

Сопоставление энергетической эффективности турбопривода и электропривода питательного насоса [1] (для турбоустановки К-100-90) показало, что привод от предвключенной турбины оказывается невыгодным. Подобные соображения высказаны и в [2].

Вариант 2. Второй вариант включения приводной турбины отличается от рассмотренного тем, что параметры пара на входе в главную турбину сохраняются стандартными, например, для блоков сверхкритического давления ($p_o = 23,52$ МПа, $t_o = 560$ °С) (рис. 2). В этом случае питательный насос должен развивать повышенное давление $p_n' \approx 40,2$ МПа, а давление пара на выходе из парогенератора при входе в приводную турбину составляет $\approx 31,85$ МПа. Поток пара после приводной турбины направляется на промперегрев.

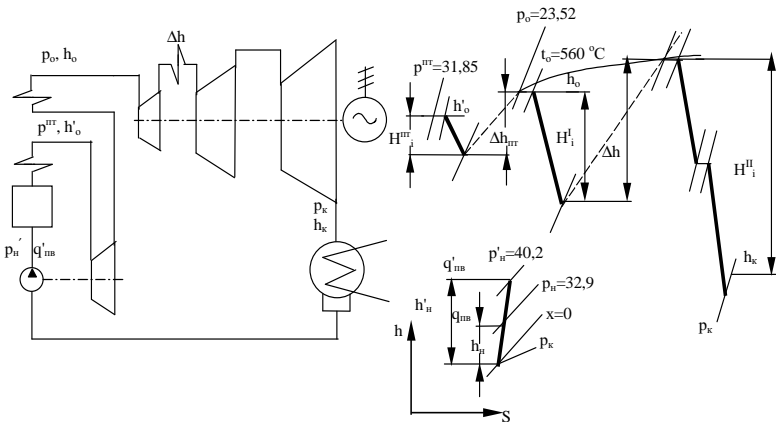


Рис. 2. Схема включения приводной турбины с дополнительным перегревом пара

Этот вариант включения приводной турбины по существу является надстройкой цикла, при этом, как будет показано, достижение требуемой мощности приводной турбины возможно при температуре пара на выходе из парогенератора значительно ниже, чем температура пара перед главной турбиной и после промежуточного перегрева. Это обстоятельство существенно влияет на затраты металла в поверхности нагрева парогенератора и паропровода.

Особенностью нового цикла, по сравнению с исходным циклом, в данном случае является дополнительный промежуточный перегрев пара.

Для исходной схемы внутренний абсолютный КПД цикла определяется выражением

$$\eta_{i \text{ исх}} = \frac{H_i}{Q_o} = \frac{H_{iI} + H_{iII} - h_n}{h_o + \Delta h - q_{нс}}, \quad (4)$$

где h_n – работа, затрачиваемая на привод насоса в исходной схеме (от вала главной турбины); остальные обозначения указаны на рис. 2.

Аналогичные выражения запишем для цикла с приводной предвключенной турбиной:

$$\eta'_i = \frac{H'_i}{Q'_o} = \frac{H_i^{nm} + H_{iI} + H_{iII} - h'_n}{h'_o + \Delta h_{nm} + \Delta h - q'_{нс}}, \quad (5)$$

где H_i^{nm} – внутреннее теплопадение приводной турбины; h'_n – работа насоса, причем $h'_n > h_n$.

В выражении (5) энтальпию питательной воды представим в виде $q'_{нс} = h'_n - h_n + q_{нс}$, а энтальпию свежего пара – $h'_o = h_o + \Delta h_{nm} + H_i^{nm}$ (рис. 2). Пренебрегая механическими потерями на привод насоса и утечками питательной воды, после несложных преобразований получим простое выражение для внутреннего абсолютного КПД цикла с предвключенной турбиной:

$$\eta'_i = \frac{H_i + h_n}{Q_o + h_n}. \quad (5a)$$

Из выражений (4) и (5a) нетрудно получить относительное приращение КПД цикла:

$$\Delta\eta_i = \frac{\eta'_i}{\eta_{i\text{ucx}}} - 1 = \frac{h_n \left(\frac{1}{\eta_{i\text{ucx}}} - 1 \right)}{Q_o + h_n}. \quad (6)$$

В данном случае имеет место повышение КПД цикла. Поэтому схема включения приводной турбины по варианту 2 (см. рис. 2) оказывается целесообразной.

Вариант 3. Схема включения приводной турбины по третьему варианту (рис. 3) остается такой же, как и по второму, с той лишь разницей, что в этом варианте параметры пара на выходе из парогенератора сохраняются стандартными (для блоков сверхкритического давления $p_o = 23,52$ МПа, $t_o = 560$ °С).

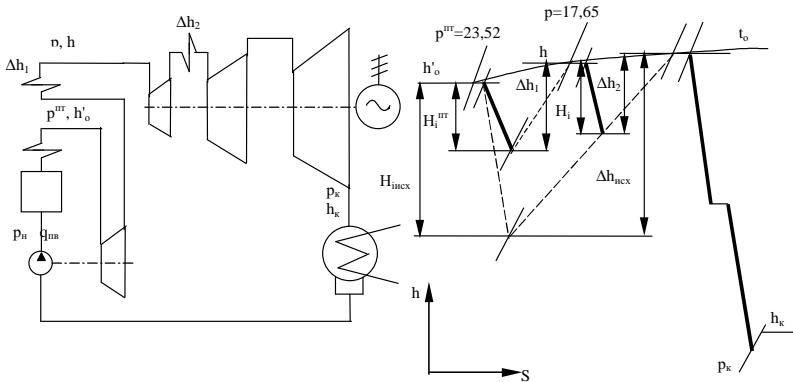


Рис. 3. Схема включения приводной турбины с дополнительным перегревом пара и пониженным давлением перед главной турбиной

Давление первого промежуточного перегрева пара оказывается здесь величиной заданной, так как оно определяется теплопадением предвключенной турбины. В этом варианте, по сравнению с исходным, введен дополнительный промежуточный перегрев пара, что, как известно, должно приводить к повышению внутреннего абсолютного КПД цикла, значение которого определяется выражением

$$\eta'_i = \frac{H_i + \delta h}{Q_o + \delta h}, \quad (7)$$

где δh – изменение внутреннего теплопадения и затраты теплоты в цикле с предвключенной турбиной по сравнению с исходным циклом.

Применение предвключенной приводной турбины требует, по сравнению с исходным циклом, установки дополнительных регулирующих клапанов перед ней, что приводит к потерям от дросселирования потока пара. Кроме того, внутренний относительный КПД предвключенной турбины η_{oi}^{mm} оказывается хуже, чем КПД замещаемого отсека главной турбины. Теплопадение приводной турбины достаточно мало, и может оказаться, что $\delta h \leq 0$.

В соответствии с рис. 3 значение δh можно определить как разность: $\delta h = (\Delta h_1 + \Delta h_2) - \Delta h_{ucx}$ или $\delta h = (H_i^{mm} + H_i) - H_{iucx}$.

Относительное изменение внутреннего абсолютного КПД цикла в этом случае составит

$$\Delta \eta_i = \frac{\eta_i}{\eta_{iucx}} - 1 = \frac{\delta h \left(\frac{1}{\eta_{iucx}} - 1 \right)}{Q_o + \delta h}. \quad (8)$$

Вариант 4. По четвертому варианту включения весь поток пара после ЧВД (или даже ЧСД) направляется в приводную турбину, а затем поступает на промежуточный перегрев и возвращается в главную турбину (рис. 4). Подобная схема была рассмотрена в [3], где показано, что она не дает улучшения термодинамического КПД цикла. В то же время конструирование приводной турбины по этому варианту встречает серьезные трудности вследствие больших объемных пропусков пара по сравнению со всеми рассмотренными выше вариантами, осложняется подвод к ней и отвод от нее потока пара.

Таким образом, из рассмотренных возможных схем включения приводной турбины на всем потоке пара практический интерес представляет лишь вариант 2 (см. рис. 2) и частично вариант 3 (см. рис. 3). В таблице сопоставляются результаты расчетов исходной схемы блока 1200 МВт (рис. 5) и схемы, построенной по варианту 2 и варианту 3 для этого же блока.

Результаты расчета показывают, что использование предвключенной турбины для привода питательного насоса в блоке 1200 МВт по варианту 2 (надстройка цикла) дает повышение экономичности на 1,66 %. Причем в этом случае температура пара на выходе из парогенератора может быть принята сниженной (500 °С).

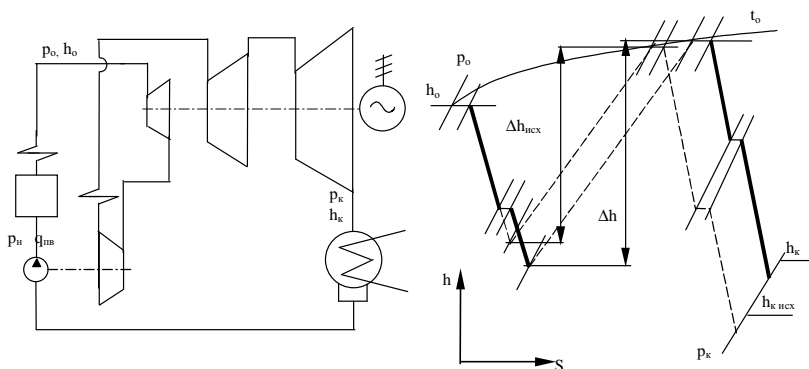


Рис. 4. Схема включения приводной турбины, работающей на полном потоке пара после цилиндра высокого давления главной турбины

Вариант 3 (введение дополнительного промежуточного перегрева пара) не дает повышения экономичности цикла, что объясняется потерями от дросселирования в регулирующих клапанах приводной турбины и ее низким внутренним относительным КПД ($\eta_{oi}^{nm} = 0,778$).

В настоящее время имеется блок мощностью 500 МВт с параметрами свежего пара $p_o = 16 \div 17$ МПа, $t_o = 530 \div 540$ °С, с промежуточным перегревом пара до $t_{nm} = 535 \div 540$ °С [4]. Эта турбина может найти достаточно широкое использование в районах с дешевым топливом. В случае применения для такой турбины парогенератора от блока с турбиной К-500-240 и предвключенной турбиной для привода питательного насоса, реализованной по варианту с надстройкой цикла, возможно получить значительную тепловую экономичность ($\Delta\eta = 1,54$ %).

Сопоставление вариантов установки предвключенной приводной турбины питательного насоса для блока с турбиной К-1200-240

Наименование	Исходная схема рис. 5	Вариант 2 (надстройка цикла)	Вариант 3 (введение доп. промежуточного перегрева)
Давление пара на выходе из парогенератора p_{ng} , МПа	24,99	31,85	24,99
Давление пара перед главной турбиной p_o , МПа	23,52	23,52	17,69

Продолжение таблицы

Наименование	Исходная схема рис. 5	Вариант 2 (настройка цикла)	Вариант 3 (введение доп. промперегрева)
Количество промперегревов	2	3	3
Внутренняя работа 1 кг пара в главной турбине H_i , кДж/кг	1345,0	1387,3	1328,7
Количество теплоты, сообщаемое 1 кг рабочего вещества Q_0 , кДж/кг	2857,8	2900,1	2841,5
Давление на напоре насоса p_n , МПа	32,90	40,20	32,90
Работа питательного насоса l_n , кДж/кг	42,3	49,8	42,3
Внутренний абсолютный КПД цикла η_i , %	47,06	47,84	46,76
Относительное изменение КПД $\Delta\eta$, %	0,0	+1,66 [*]	-0,64 [*]

*³) Знак (+) означает приращение КПД цикла, знак (-) означает уменьшение КПД цикла.

Для проверки технических возможностей создания предвключенной приводной турбины на всем потоке пара в ИГЭУ при участии авторов был разработан (для блока 1200 МВт) эскизный проект такой турбины. Был выбран наиболее тяжелый вариант, когда турбина мощностью в 33,2 МВт приводит в действие один питательный насос (ПН), рассчитанный на 100 % производительности. ПН включен за подогревателями высокого давления, что позволяет установить турбонасосную группу вблизи парогенератора и тем самым существенно сократить протяженность дорогостоящих паропроводов острого пара к предвключенной приводной турбине. Два бустерных насоса с электроприводом мощностью по 6,8 МВт каждый развивают напор 9,8 МПа и включены после деаэратора. Параметры пара на входе в приводную турбину следующие: $p_o = 23,52$ МПа, $t_o = 560$ °С.

При разработке приводной турбины принято: число ступеней – одна, парораспределение дроссельное. Выполнить турбину с небольшой положительной реакцией в корневом сечении рабочих лопаток не представилось возможным вследствие того, что диаметр ступени оказался слишком

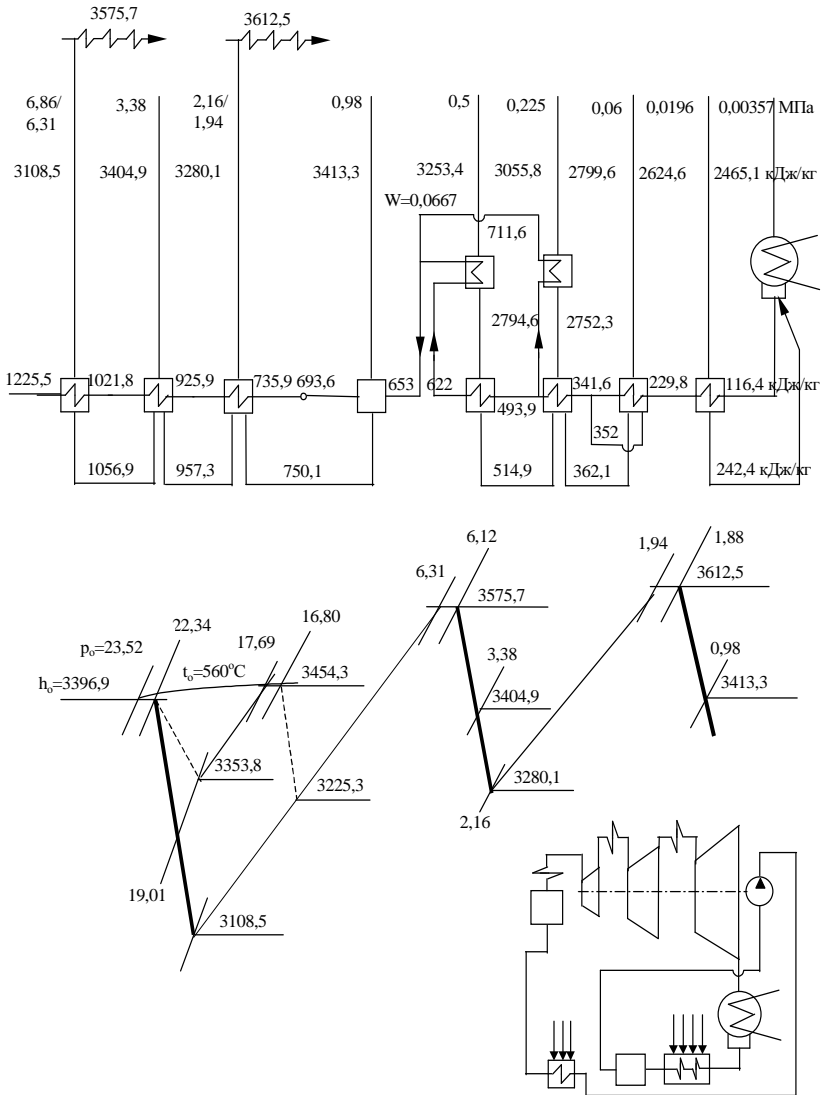


Рис. 5. Тепловая схема и процесс в $i-s$ диаграмме для блока К-1200-240 с приводом питательного насоса от вала главной турбины

малым ($d_{cp} = 590$ мм) и возникли большие трудности с подводом пара, с креплением лопаток и уплотнений в корпусе турбины. Был принят вариант с реакцией в корневом сечении лопаток $\rho = 0,2$ и с закруткой лопаток по закону радиального равновесия потока: $c_u r = \text{const}$, $c_a = \text{const}$ (c_u , c_a – проекции абсолютной скорости пара c).

При проектировании турбины встретились некоторые трудности, которые вызваны:

1) большим количеством протекающего через турбину пара (935 кг/с);

2) высокими начальными параметрами пара, при которых необходимо было обеспечить прочность рабочих лопаток;

3) высокой частотой вращения ротора: $n = 100$ 1/с.

Турбина выполнена с нормальной двухсторонней опорой ротора. Выполнить турбину с консольным расположением диска не представилось возможным из-за большой мощности привода.

Предвключенные турбины с консольным расположением дисков оказались вполне удовлетворительными для малых мощностей (1500 кВт) и средних параметров пара [5]. Рабочие лопатки высотой 83 мм выполнены с шириной в корневом сечении 200 мм и имеют елочный хвост.

Результаты расчета лопаток и диска на прочность показали, что мощность приводной турбины близка к предельной. Обеспечение вибрационной надежности лопаточного аппарата не встретило серьезных трудностей. Получено сравнительно низкое значение комплекса $z_c n_c / f = 0,97$, в котором z_c – число сопел, n_c – частота вращения, $f = 15500$ 1/с – собственная частота тангенциальных колебаний лопатки.

Тщательное уплотнение осевых и радиальных зазоров в проточной части турбины дает возможность получить минимальные протечки пара, а утечки через концевые уплотнения составляют всего 0,16 % от полного расхода пара на турбину. Внутренний относительный КПД турбины η_{oi}^{nm} оказался равным 77,8 %. Невысокое значение η_{oi}^{nm} объясняется тем, что при располагаемом теплопадении $H_o = 43,12$ кДж/кг величина потери энергии с выходной скоростью составила $h_e = 6,27$ кДж/кг. Предвключенная турбина спроектирована с цельнокованным жестким ротором с критической частотой вращения 136 1/с, с упорным диском и разгрузочным поршнем. Бандажи рабочих лопаток

отфрезерованы как одно целое с телом рабочих лопаток и сварены между собой, образуя пакетную систему.

Корпус турбины цельнокованый с горизонтальным разъемом, в котором закреплены сопловой аппарат ($l_c = 78$ мм) и концевые уплотнения. Пар к сопловой камере подводится от дроссельных клапанов, установленных на паровых коробках. Клапаны открываются последовательно и попарно, обеспечивая симметричную подачу пара с противоположных концов сопловой камеры.

Так как предвключенная турбина имеет всего одну ступень и снабжена валоповоротным устройством, то это обеспечивает ее большую мобильность в работе, быстрый прогрев, пуск и набор полной мощности.

Разработанный эскизный проект предвключенной приводной турбины показал, что ее создание не представляет больших технических трудностей.

Выводы

1. Применение для привода питательного насоса турбины на полном потоке пара, включенной по схеме надстройки, позволяет повысить внутренний абсолютный КПД цикла для блока 1200 МВт на 1,7 и на 1,5 % для блока 500 МВт.

2. Использование предвключенной приводной турбины дает возможность получить сочетание имеющегося в настоящее время оборудования: турбины К-500-16,6-1 и парогенератора блока 500 МВт на сверхкритические параметры пара.

Библиографический список

1. **Рыжкин В.Я., Волков Э.П.** Исследование типа привода питательного насоса конденсационной турбоустановки // Изв. вузов. Энергетика. – 1963. – №12.
2. **Speisepumpenantriebe** fur grosse Kraftwerkeinheiten / W. Hossli, H. Munlhauser, O. Seipel, L. Soos // Brown Bowery Mitt. – 1962. – В. 49. № 7/8. – S. 281–305.
3. **Крушель Г.Е.** Привод вспомогательного оборудования блочных электростанций // Сб. науч. тр. – М.: ОРГРЭС, 1953.
4. **Чернышев П.С., Левин А.В.** Новые паровые турбины крупной мощности ЛМЗ им. XXII съезда КПСС // Теплоэнергетика. – 1970. – № 2.
5. **Крафт Е.А.** Современные паровые турбины. – Л.: Госэнергоиздат, 1933.

УДК 621.311

Оценка эффективности модернизации ЦВД паровых турбин К-300-23,5 ЛМЗ Костромской ГРЭС

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, О.Е. Таран, канд. техн. наук,
Е.В. Полежаев, инж.*

Костромская ГРЭС относится к «стареющим» ТЭС Центра России. Первые четыре блока мощностью по 300 МВт выработали свой парковый ресурс. Каждый из блоков к 1.05.02 г. проработал более 220 тыс. часов, что согласно РД 10-262-98, РД 153-34.1-17.421-98 превышает парковый ресурс турбин АО «ЛМЗ» на давление 13 – 24 МПа.

Известно, что парковый ресурс паровой турбины определяется ресурсом жаропрочных элементов паровой турбины: регулирующих и стопорных клапанов, ЦВД (элементы корпуса и ротора).

После исчерпания ресурса требуются значительные затраты по замене элементов оборудования на новые, поэтому для принятия решения о направлении выполнения указанных работ необходимо определиться с дальнейшим назначением рассматриваемой турбины (т.е. выполнить ли ремонтно-восстановительные работы с установкой аналогичной конструкции или устанавливать турбины более совершенной конструкции и т.д.), так как от параметров турбины зависят конструктивные решения по котлу, генератору и силовому трансформатору.

Резервы повышения экономичности оборудования ТЭС при его модернизации связаны с усовершенствованием тепловой схемы, повышением экономичности турбины и котла.

К наиболее эффективным мероприятиям по совершенствованию турбинной установки относится замена проточной части турбины на новую, выполненную в результате трехмерного проектирования («саблевидные лопатки»), с реактивным облопачиванием ЦВД и ЦСД.

Реактивное облопачивание ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ возможно, так как поток пара работает сначала в одном направлении в первой группе ступеней (во внутреннем цилиндре), а затем – в противоположном во второй группе ступеней. При этом нагрузка на подшипники изменяется незначительно.

К настоящему времени накоплен определенный опыт модернизации турбин АО «ЛМЗ» в СНГ и за рубежом.

Об опыте модернизации паровых турбин АО «ЛМЗ». Руководством ОАО «Костромская ГРЭС» произведен опрос ведущих зарубежных

Оценка эффективности модернизации ЦВД паровых турбин К-300-23,5 ЛМЗ Костромской ГРЭС

ных фирм «Siemens» и «Alstom» по данным модернизации турбин АО «ЛМЗ», выполненных в странах СНГ и за рубежом.

Фирма «Siemens» провела модернизацию ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ и получила следующие результаты (табл. 1).

Таблица 1. Результаты расчета эффекта от замены ЦВД турбины К-300 23,5 ЛМЗ (при N = 300 МВт)

Наименование	До модернизации	После модернизации
Свежий пар	930 т/ч, 240 бар, 540 °С	960 т/ч, 240 бар, 540 °С
Внутренний относительный КПД ЦВД, %	< 83	87,7
Доля мощности, МВт	95	–
Общая мощность	300	315

Сотрудники фирмы «Alstom» собрали материалы по данным испытаний паровых турбин АО «ЛМЗ» для сравнительной оценки внутренних относительных КПД цилиндров (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что реальный КПД ЦВД ниже «парадного» на $3 \div 4$ %. Применение новых конструкций проточной части, основанной на применении реактивных лапоток, обеспечит гарантированное повышение КПД ЦВД в среднем на $8 \div 9$ % (см. табл. 1) и одновременно позволит увеличить мощность турбины на 15 МВт путем увеличения пропускной способности ЦВД на 30 т/ч.

Расчетная оценка повышения тепловой эффективности турбоустановки при модернизации ЦВД паровой турбины К-300-23,5 ЛМЗ. Исходные данные для расчета эффективности модернизации ЦВД приняты по фактическим результатам эксплуатации блоков мощностью 300 МВт Костромской ГРЭС за 2001 год и данным фирмы «Siemens» и сведены в табл. 2.

Таблица 2. Технические данные по турбине К-300-23,5 ЛМЗ

Отсеки турбины	Относительные внутренние КПД, %	Мощность	
		МВт	%
ЦВД	78,5 ^{*)}	96,16	32,05
ЦСД	90,6 ^{**)}	120,92	40,31
ЦНД	83,4 ^{***)}	82,92	27,64

Примечание: ^{*)} источник - данные фирмы «Alstom» (рис. 1);

^{**)} источник - Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ. – М.: ОРГРЭС, 1976;

^{***)} источник - Экономичность ЦНД турбин К-300-240 по результатам тепловых испытаний – М.: ОРГРЭС, 1973 и Технические предложения по модернизации турбин К-300-240 ЛМЗ. – СПб.: АО «ЛМЗ», 1996.

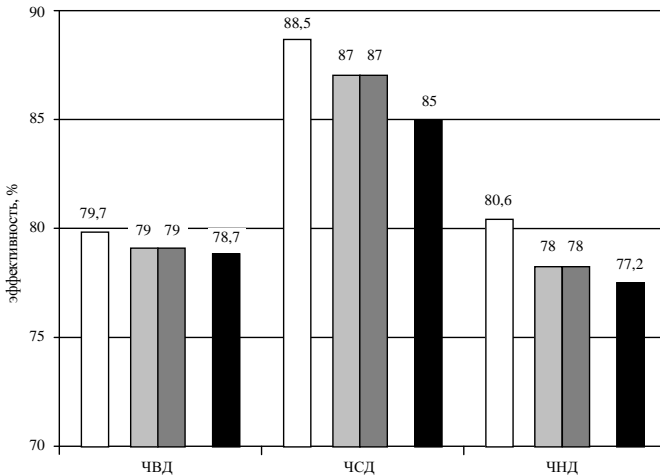


Рис.1. Сравнение эффективностей цилиндров (η_{oi}):
 □ ЛМЗ – стандартный расход (950 т/ч; 12 °С);
 ◻ Сырдарьинская ТЭС – предполагаемое состояние (950 т/ч; 12 °С);
 ◼ Пиедра Буена ТЭС – настоящее состояние (950 т/ч, 20 °С);
 ■ результаты измерения блока К-500-166 ЛМЗ (ТЭС Эншвальде, блок Д)

Кроме того, следует учесть, что КПД брутто котельного агрегата ТГМП-114 составляет 94,02 %, КПД теплового потока 99,17 %, собственные нужды 3,67 %, а удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии 310,1 г/(кВт·ч).

Результаты расчетов на ЭВМ по оценке эффективности модернизации ЦВД. Для проведения вариантных расчетов использован программный комплекс «Моделирование и расчет тепловых схем ТЭС» [2], разработанный ИГЭУ.

Расчеты выполнены для следующих условий:

- 1) заданной электрической мощности на клеммах генератора $N_g = 300$ МВт и КПД ЦВД до реконструкции и после реконструкции;
- 2) заданного исходного расхода пара, равного расходу пара на турбину до модернизации;
- 3) нового расхода пара 960 т/ч (266,66 кг/с), который может быть пропущен через ЦВД, в целях определения электрической мощности и внутреннего КПД турбоустановки.

Результаты расчетов представлены в табл. 3 – 5.

Расчеты, выполненные при $N_0 = 300$ МВт, показали (табл. 3), что повышение внутреннего относительного КПД ЦВД от существующего значения, равного 78,5, до 87,5 % позволит повысить внутренний абсолютный КПД турбоустановки с 44,14 до 45,006 %.

При неизменной электрической мощности повышение КПД ЦВД ведет к общему снижению расхода пара на турбину, снижению температуры пара за ЦВД на 14,5, а питательной воды на 2,5 °С, КПД котла брутто вырастет на 0,3 % и составит $\eta_{к,а}^H = 94,32$ %.

С учетом КПД котла, теплового потока и расходов на собственные нужды такое повышение внутреннего абсолютного КПД обеспечит прирост КПД блока на величину

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{\text{бл}} &= (\eta_{i,н} - \eta_{i,см}) \eta_{к,а}^H \eta_{\text{тн}} (1 - \varepsilon_{\text{сн}}) = \\ &= (0,4495 - 0,44142) \cdot 0,9432 \cdot 0,9917 \cdot (1 - 0,0367) \cdot 100 = 0,778 \text{ \%} . \end{aligned}$$

При этом снижение удельного расхода условного топлива будет

$$\Delta b_{\text{уд}}^H = b_y^H - b_y^c = 310,1 - 303,32 = 6,78 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Таблица.3. Результаты расчета эффекта от замены ЦВД (при $N_0 = 300$ МВт)

Наименование величин	До модернизации	После модернизации
Электрическая мощность турбины, МВт	300	300
Внутренняя мощность, МВт		
ЦВД	94,11	101,93
ЦСД	126,55	121,7
ЦНД	86,28	83,33
Расход свежего пара в турбину, т/ч	922,64	887,62
Расход свежего пара в турбину, кг/с	256,29	246,56
Относительный внутренний КПД ЦВД	0,785	0,8745
Температура пара за ЦВД, °С	292,7	274,5
Температура питательной воды, °С	273,1	270,5
Снижение температуры уходящих газов за котлом, °С	–	6
Абсолютный внутренний КПД, % турбоустановки	44,142	45,006
блока	39,66	40,551
Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	310,1	303,32
Экономия топлива, г/(кВт·ч)	–	6,78

В табл. 4 приведены данные сравнения показателей блока до и после модернизации ЦВД при сохранении расхода свежего пара в голову тур-

бины, из которой видно, что повышение КПД ЦВД дает прирост электрической мощности на 9484 кВт, при общем снижении удельного расхода топлива на выработку электроэнергии на 6,55 г/(кВт·ч).

Таблица. 4. Результаты расчета эффекта от модернизации ЦВД при $D = \text{const}$ ($D_{ка} = 936,72 \text{ т/ч} = 260,2 \text{ кг/с}$)

Наименование величин	До модернизации	После модернизации
Расход пара в турбину, т/ч (кг/с)	922,64 (256,29)	922,64 (256,29)
Электрическая мощность, МВт	300	309,48
Внутренняя мощность, МВт		
ЦВД	94,11	104,34
ЦСД	126,55	126,26
ЦНД	86,28	86,08
Относительный внутренний КПД ЦВД	0,785	0,8745
Температура пара за ЦВД, °С	292,7	278
Абсолютный внутренний КПД, %		
турбоустановки	44,142	44,9516
блока	39,66	40,387
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, г/(кВт·ч)	310,1	303,7
Экономия топлива на 1 кВт·ч, г	–	6,65
Дополнительная мощность, МВт/%	–	9,48 / 3,16

Таблица. 5. Результаты расчета турбоустановки К-300-240 после модернизации на повышенный расход свежего пара (960,0 т/ч = 266,66 кг/с)

Наименование величин	Показатели для $D = 960 \text{ т/ч}$
Электрическая мощность, МВт	320,006
Прирост мощности, МВт	20,006
Внутренняя мощность, МВт	
ЦВД	106,85
ЦСД	131,02
ЦНД	89,56
Относительный внутренний КПД ЦВД	0,8745
Температура пара за ЦВД, °С	282
Абсолютный внутренний КПД турбоустановки, %	44,978
КПД блока, %	40,411
Удельный расход условного топлива на выработку эл. энергии, г/(кВт·ч)	303,8

Повышенный расход свежего пара, гарантированный фирмой «Siemens», до 960 т/ч может быть ограничен предельной мощностью электрогенератора.

Расчеты, выполненные для повышенного расхода пара – 960,0 т/ч (см. табл. 4), показали, что номинальная электрическая мощность турбины составит 320,006 МВт, т.е. на 20,006 МВт выше, чем до модернизации.

Последнее позволяет получить повышение установленной мощности на первых четырех блоках первой очереди Костромской ГРЭС на 80,018 МВт.

Экономическая оценка модернизации ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ. По данным [1] прогнозная оценка инвестиций в строительство новых паротурбин мощностью 300 МВт будет обходиться не менее 600, а модернизация – не выше 400 \$/кВт.

Ожидаемая экономия денежных средств от модернизации ЦВД четырех турбин первой очереди Костромской ГРЭС по сравнению со строительством новой ТЭС может быть рассчитана по величине дополнительной мощности, которая будет получена в размере 20,08 МВт на каждой турбине, т.е.

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E} &= n \Delta N (k_{нов} - k_{модер}) = 4 \cdot 20,006 \cdot 10^3 \cdot (600 - 400) = \\ &= 16,0048 \text{ млн } \$ \text{ США.} \end{aligned}$$

Экономия условного топлива при работе на модернизированных турбинах при существующем числе часов использования установленной мощности 4900 час составит

$$\begin{aligned} \Delta B_{г, грэс} &= \Delta b \tau_{исп} N_{уст} n = 6,78 \cdot 10^{-6} \cdot 4900 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 4 = \\ &= 39866 \text{ т.} \end{aligned}$$

Принимая среднюю стоимость условного топлива 1000 р/т или 31,25 \$/т (по курсу 1 \$ = 32 р.), получим ожидаемую годовую экономию денежных средств в размере

$$\Delta \mathcal{I}_г = \Delta B_{г, грэс} s_m = 39866 \cdot 31,25 = 1,245 \text{ млн } \$ \text{ США.}$$

Укрупненные расчеты доказывают эффективность модернизации ЦВД турбин К-300-23,5 первой очереди Костромской ГРЭС.

Выводы

1. Модернизация ЦВД первых четырех турбин Костромской ГРЭС, отработавших свой парковый ресурс (более 220 тыс. ч), отра-

жает основную концепцию технического перевооружения РАО «ЕЭС России», обеспечивает повышение надежности и экономичности действующего оборудования ТЭС.

2. Замена существующего ротора и проточной части ЦВД турбины К-200-23,5 ЛМЗ на конструкцию, предлагаемую фирмой «Siemens», гарантирует увеличение относительного внутреннего КПД ЦВД на 9 %.

3. Расчетная оценка тепловой схемы турбины К-300-23,5 с КПД ЦВД до и после модернизации выполнена для ряда различных исходных условий: неизменной электрической мощности турбины (300 МВт), неизменного расхода свежего пара на турбину (922,64 т/ч) и повышенного расхода свежего пара (960 т/ч), который гарантирован фирмой «Siemens». При повышенном расходе свежего пара увеличение электрической мощности достигнет 20,006 МВт на каждой турбине.

4. При работе с мощностью 300 МВт модернизация ЦВД приведет к экономии условного топлива на 6,78 г/(кВт·ч).

5. Годовая экономия условного топлива при модернизации четырех турбин очереди (числе часов использования установленной мощности 4900 ч) составит около 40 тыс. т.

6. Экономия денежных средств от повышения установленной мощности первой очереди Костромской ГРЭС при модернизации ЦВД на 80,018 МВт взамен нового строительства эквивалентной по мощности турбины составит 16 млн \$ США, а экономия затрат на топливо – более 1,2 млн \$.

Библиографический список

1. **Концепция** технического перевооружения электростанций, электрических сетей и подстанций напряжением 110 кВ и выше РАО «ЕЭС России» и АО-энерго на период до 2015 года. – М.: ОАО «Институт ТЕПЛОЭЛЕКТРОПРОЕКТ», 2001.

2. **Мошкарин А.В., Семашко В.А., Полежаев Е.В.** Моделирование тепловых схем ТЭС и АЭС: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №20016103332 от 26.03.2001 г. – М.: Роспатент, 2001.

3. **Типовая** энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ – М.: ОРГРЭС, 1976.

4. **Экономичность** ЦВД турбин К-300-240 по результатам тепловых испытаний. – М.: ОРГРЭС, 1973.

5. **Технические** предложения по модернизации турбин К-300-240 ЛМЗ. – СПб.: АО «ЛМЗ», 1996.

УДК 621.311.22

Оптимальный профиль ТЭС будущего

М.А. Девочкин, канд. техн. наук

Энергетическое производство отличается от других отраслей хозяйства особой важностью. Производство электрической энергии на всей планете неуклонно расширяется. В среднем оно удваивается каждое десятилетие. Энергобезопасность региона помимо энергодостаточности должна предусматривать обновление устаревшего оборудования, вывод из эксплуатации неэкономичных, морально и физически устаревших агрегатов, наличие режимного и ремонтного резерва. Невыполнение этих условий неизбежно приводит к накоплению множества экологических проблем.

Более 70 % электрической энергии и 99 % тепловой получают за счет использования органического топлива. Наиболее желанным видом топлива не только на ТЭЦ, но и на ГРЭС является углеводородное (УВТ): природный газ и мазут, т.е. те топлива, которые являются самыми быстроисчерпываемыми. Запасов УВТ в России осталось всего на 30 лет, поэтому наиболее разумно предельно экономить эти виды УВТ, отпуская газ только для нужд ЖКХ и проектируя ТЭС на угле.

Существенно снизить расход органического топлива можно путем отказа от использования газомазутных ГРЭС, широкого строительства АЭС и АТЭЦ, использования возобновляемых источников энергии (СЭС, ГеоТЭС, ВЭС, малых ГЭС), термоядерных ЭС. Уместно вспомнить, что человечество веками развивалось, имея в своем распоряжении лишь энергию Солнца и мускульную силу животных. Отдавая должное использованию возобновляемых источников энергии, следует отметить, что эти источники могут покрыть лишь небольшую долю общей потребности отдаленных или изолированных потребителей. Рассчитывать на то, что СЭС или малые ГЭС могут дать хотя бы 5 % энергии, не следует. Основные электростанции – АЭС, ТЭС на угле, а в будущем – термоядерные ЭС.

Рассматривая перспективу строительства новых ТЭС на угле, следует иметь в виду два главных недостатка традиционных паротурбинных угольных ТЭС (ПТ ТЭС). Это низкий КПД и экологическое несовершенство.

Существенно повысить КПД ТЭС можно двумя путями: применением суперсверхкритических параметров в сочетании с двукратным перегревом на ПТ ТЭС и внедрением ПГУ на угле. Именно эти два типа

угольных ТЭС являются наиболее перспективными в энергетике ближайшего будущего. Рассмотрим их подробнее.

Блоки сверхкритического давления на угле имеют следующие начальные параметры: давление 24 МПа и температуру 540...560 °С. При этом КПД их составляет 38...40 %. Существенно повысить КПД новых ТЭС можно применением начального давления 30...40 МПа и начальной температуры в 600...700 °С. Первый промперегрев осуществляется при давлении 9...12 МПа, второй – 2...3 МПа. Температура после промперегрева равна t_o . Тепловая схема такого блока, успешно работающего за рубежом, описана в [1]. КПД блока нетто составляет 47,5 %.

Рассматривая перспективу применения двукратного промперегрева, уместно вспомнить о возможности использования жидкостного высокотемпературного промконтурра для целей промперегрева. Такое решение, применявшееся в 20 – 30-е годы в виде солевого промконтурра, сегодня может дать существенное повышение $\eta_i \cdot \eta_{пр}$. В качестве высокотемпературного теплоносителя следует выбирать экологически чистые кремнийорганические соединения. Предлагаемая тепловая схема такого блока изображена на рис. 1. От котла к турбине идет только один паропровод: «холодный» и «горячий» магистрали промперегревов отсутствуют. Регулирование тепловосприятый ППИ и ППИИ осуществляется клапаном 5. КПД блока нетто при $p_o = 40$ МПа и $t_o = t_{мл} = t_{мл} = 700$ °С превышает 51 %.

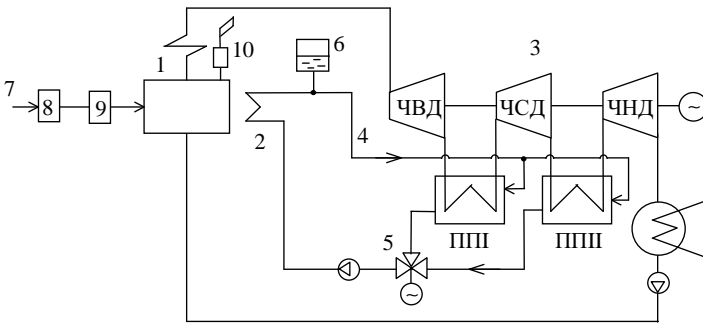


Рис. 1. Предлагаемая тепловая схема блока ССКД с двукратным промперегревом: 1 – парогенератор; 2 – жидкостный промнагреватель; 3 – паровая турбина; 4 – жидкостный промконтур; 5 – трехходовой клапан; 6 – компенсатор объема; 7 – уголь; 8 – обогатительная фабрика; 9 – очистка угля от колчеданной и органической серы; 10 – газоочистка; ППИ I – первый промпароперегреватель; ППИ II – второй промпароперегреватель

Экологическое совершенство ТЭС определяется очисткой топлива от породы, колчеданной и органической серы, совершенным золоулавливанием, денитрацией уходящих газов. Выбросы CO_2 при высоком КПД также минимальные. Порода, зола, FeS_2 , сера утилизируются. Таким образом, усовершенствованный термодинамический цикл в сочетании с промконтуром, разумная технология топлива и очистка дымовых газов позволяют иметь очень высокий КПД угольных ТЭС при хороших экологических показателях.

Парогазовые установки на угле отличаются от паротурбинных тем, что проблема экологической чистоты решается уже в ходе создания технологии и дополнительных мер по очистке топлива или дымовых газов не требуется.

Выбор оптимальных схемы и параметров цикла гарантирует высокий КПД. Парогазовая установка на угле в наибольшей степени приближена к идеальной установке с полным преобразованием химической энергии топлива в электрическую энергию и теплоту с получением углекислоты и серы, с извлечением из золы редких металлов, использованием минерального остатка для получения строительных материалов и пр. Замещение ПТУ ПГУ может обеспечить комплексное решение всех упомянутых проблем.

В схему ПГУ, однако, должна быть включена либо камера сгорания с низкотемпературным кипящим слоем (КС), либо устройство предварительной газификации угля, либо пиролизеры. Реализация любого метода позволяет комплексно решить проблемы получения «чистого» газового топлива для газовых турбин, экономии углеводородного топлива, повышения КПД и снижения отходов.

Предлагаемая схема ПГУ на угле с камерой сгорания кипящего слоя под давлением приведена на рис. 2.

Основным и новым элементом этой схемы является низкотемпературная камера сгорания кипящего слоя, охлаждаемого рабочим телом ПТУ (ВПП на угле). Температура в КС не превышает $900\text{ }^\circ\text{C}$, что гарантирует инертность азота топлива и воздуха. Выбросы NO_x при этом не превышают 30 мг/м^3 . Одновременно ликвидируются условия для образования SO_x , так как щелочной сорбент ($CaO + MgO$), подаваемый в слой «с избытком», при мольном соотношении $Ca(Mg)/S = 1,3$, приводит к удалению сульфатов ($CaSO_4 + MgSO_4$) со шлаком.

Под колосниковую решетку КС подается лишь часть циклового воздуха ($\alpha_{кс} \approx 0,7$), остальная часть вводится над слоем в целях выжигания летучих. Температура газов перед ГТУ при этом составляет

1000...1400 °С и определяется только качеством металла лопаток. Газовая турбина может быть серийной, ее выбросы малотоксичные. Паровая турбина также серийная. При $p_o = 24$ МПа и $t_o = t_{m} = 550$ °С $\eta_i^{ны} > 0,5$. Шлак, сульфаты и остатки сорбента успешно утилизируются для производства строительных материалов в главном корпусе ПТЭС.

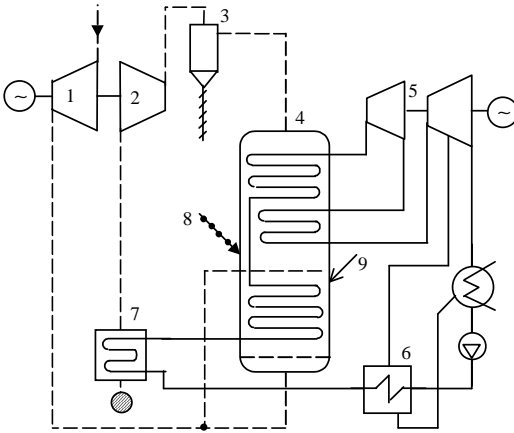


Рис. 2. Схема ПГУ на угле (кипящий слой камеры сгорания охлаждается рабочим телом ПТУ):

- 1 – воздушный компрессор;
- 2 – газовая турбина; 3 – золоуловитель; 4 – камера сгорания; 5 – паровая турбина; 6 – регенеративный подогреватель; 7 – экономайзер; 8 – уголь; 9 – сорбент

В случае применения подобной технологии на ТЭС устанавливается паровая турбина типа Т или ПТ, остальное не меняется. Данное решение отличается способностью использовать в ВПГ любое твердое топливо и регулировать процесс количеством и качеством сорбента. Именно такая схема может быть в будущем наиболее эффективной при сжигании подмосковного бурого угля.

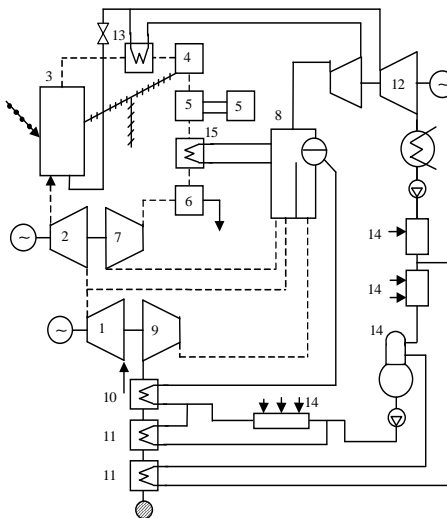
При использовании угля с малым выходом летучих наиболее перспективна схема с внутрицикловой газификацией. Переход от одноступенчатого сжигания топлива в КС к двухступенчатому при введении внутрицикловой газификации в соответствии с законом Гесса не изменяет энергетического эффекта процесса горения. Остается прежним и характер зависимости показателей ПГУ от степени повышения давления в компрессоре, температуры перед ГТУ, суммарного коэффициента избытка воздуха. Однако схема установки существенно изменяется. Рекомендуемая нами для будущих ТЭС схема с ВПГ изображена на рис. 3; схема с НПГ уступает приведенной по КПД. Данная схема позволяет при давлении в газогенераторе 4 МПа и организации паровоздушного дутья иметь

$\eta_i^{ПГУ} = 0,52$. Экологические показатели такие же, как и в предыдущем случае, условия утилизации золы те же. Результаты анализа тепловой экономичности этой схемы приведены в [2].

Для тех районов страны, где имеется уголь с большим выходом летучих и ощущается недостаток природного газа, рациональной является схема с внутрицикловым безокислительным пиролизом угля. Последний осуществляется в поверхностном аппарате, при этом получается искусственный газ с высокой теплотой сгорания (до 30 МДж/м³), который может отпускаться газовому потребителю и использоваться как природный. Схема такой ПГУ приведена на рис. 4.

Рис. 3. Рекомендуемая схема ПГУ с газогенератором и ВПГ:

- пароводяное рабочее тело;
 - газовое рабочее тело;
 - -- твердое топливо;
 - /////// -- зола;
- 1, 2 – воздушный и дожимающий компрессоры; 3 – газогенератор; 4 – грубая газоочистка; 5 – сероочистка; 6 – тонкая газоочистка; 7 – турбина генераторного газа; 8 – ВПГ; 9 – ГТУ; 10 – экономайзер; 11 – утилизаторы; 12 – паровая турбина; 13 – вторичный пароперегреватель; 14 – регенеративные подогреватели; 15 – газовойдяной теплообменник



Высококачественный кокс также может быть продан как топливо. Высокая тепловая экономичность (КПД – 48 %), экологическая чистота, минимальный расход УВТ, возможность отпуска искусственного газа и кокса свидетельствуют о преимуществах данного решения по сравнению с зарубежными, основанными на окислительном пиролизе. Такие ПГУ целесообразно строить как в Сибири и на Дальнем Востоке, так и в европейской части России на ТЭЦ на привозном топливе типа Д, Г, Б. Подробный анализ такой схемы изложен в [3].

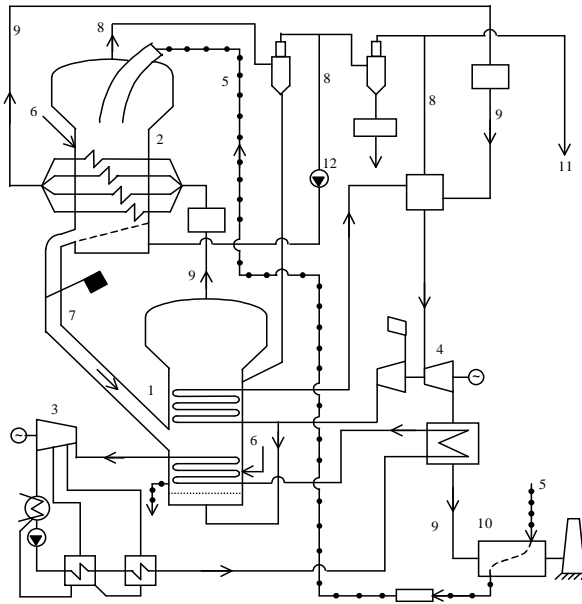


Рис. 4. Предлагаемая ИГЭУ схема ПГУ с внутрицикловым безокислительным пиролизом угля: 1 – топка для сжигания кокса в кипящем слое под давлением; 2 – пиролизер угля; 3 – паровая турбина; 4 – газотурбинная установка; 5 – уголь; 6 – сорбент; 7 – кокс; 8 – пиролизный газ; 9 – дымовые газы; 10 – сушилка топлива; 11 – отпуск газа потребителю

Использование ПГТЭЦ на угле может в корне упростить энергетическую проблему Ивановской области: ИвТЭЦ-4, планируемая к сооружению в районе железнодорожной станции «Текстильный», вполне может быть парогазовой угольной. То же относится и к ТЭЦ для городов Киношмы, Вичуги, Заволжска.

Заключение

Теплоэнергетика будущего – это угольные паротурбинные и парогазовые ТЭС с КПД больше 48 %, отличающиеся от современных экологической чистотой. При высоком термодинамическом совершенстве такие ТЭС позволяют предельно экономить УВТ и избавляют нас от многих экологических проблем.

Библиографический список

1. **Угольные** энергоблоки с улучшенным пароводяным циклом: Экспресс-информация // Теплоэнергетика за рубежом. – 1990. – Вып. 8. – С. 36–42.
2. **Анализ** перспектив развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин, М.А. Девочкин, Б.Л. Шелыгин, В.С. Рабенко; Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002. – 256 с.
3. **Девочкин М.А.** ПГУ на угле – основа топливноэнергосбережения // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования. III Всерос. науч.-практ. конф.: 21–22 ноября 2002 г. Материалы конференции / Под ред. А.В. Мошкарин; Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002. – С. 44–46.

УДК 621.311

**Особенности определения годовых показателей тепловой
экономичности парогазовых теплоэлектроцентралей**

*В.Д. Буров, С.В. Цанев, кандидаты техн. наук,
А.А. Дудолин, науч. сотр., А.П. Дудко, канд. техн. наук*

При оценке показателей тепловой экономичности теплофикационных энергоблоков важную роль играет соотношение выработки электроэнергии и теплоты, которые изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха и режима работы.

При оценке эффективности ТЭЦ, при их финансово-экономическом анализе необходимо определить годовые объемы производства электроэнергии и теплоты в соответствии с требуемыми графиками нагрузок. Для паротурбинных ТЭЦ разработаны соответствующие методики, которые изложены в [1–3].

Основным элементом парогазовых ТЭС является газотурбинная установка (ГТУ). Показатели работы ГТУ существенно зависят от их нагрузки и от параметров наружного воздуха: температуры, давления, влажности. Основное влияние на характеристики ГТУ оказывает температура наружного воздуха. На рис. 1 приведено изменение ряда параметров (электрической мощности, расхода газов после ГТУ, электрического КПД ГТУ, температуры газов после ГТУ) ГТУ типа V64.3A фирмы «Siemens». Из приведенных зависимостей видно, что некоторые характери-

стики ГТУ меняются более чем на 20 % по сравнению с базовым режимом, за который по стандарту ISO 2314 принимается температура наружного воздуха, равная +15 °С. Наряду с изменением характеристик ГТУ от температуры наружного воздуха для парогазовых ТЭЦ (ПГУ-ТЭЦ), как и для паротурбинных ТЭЦ происходит значительное изменение тепловых нагрузок, что обусловлено требованиями потребителей. Как известно, в крупных городах с большой долей бытовой нагрузки в летний период тепловая нагрузка составляет примерно 15 ÷ 20 % от максимальной. На годовые показатели экономичности ТЭЦ влияет также длительность отопительного сезона.

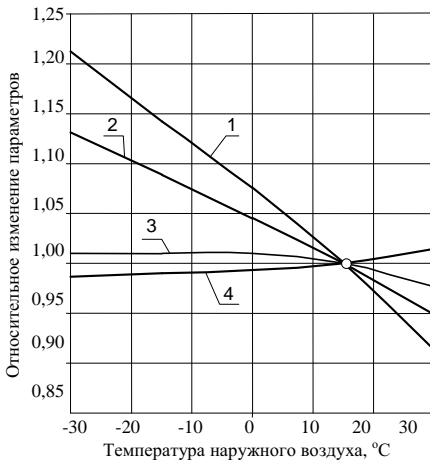


Рис.1. Влияние температуры наружного воздуха на основные характеристики ГТУ V64.3A фирмы «Siemens»:

1 – изменение электрической мощности (нетто) ГТУ; 2 – изменение расхода газов после ГТУ; 3 – изменение электрического КПД ГТУ; 4 – изменение температуры газов после ГТУ

Таким образом, при оценке эффективности вариантов парогазовых ТЭЦ необходимо определять показатели экономичности не только при отдельных значениях температур наружного воздуха, но и в целом по году с учетом влияния температуры наружного воздуха и режимов отпуска электроэнергии и теплоты. Для этого необходимо разработать методику, учитывающую особенности ПГУ-ТЭЦ.

Работу парогазовой ТЭЦ предлагается оценивать по показателям двух типов: суммарным за год и удельным среднегодовым показателям экономичности. Суммарные годовые показатели характеризуют количественную сторону работы ПГУ-ТЭЦ: количество отпущенной потребителям электрической и тепловой энергии, а также необходимое суммарное

количество топлива на ТЭЦ. Эти показатели позволяют определить затраты на топливо и прибыль от реализации отпущенной тепловой и электрической энергии.

Удельные среднегодовые показатели тепловой экономичности позволяют дать качественную оценку работы ПГУ-ТЭЦ и могут характеризоваться годовыми КПД по отпуску электрической и тепловой энергии, годовым КПД использования теплоты топлива и годовой удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении. Эти показатели не дают однозначный ответ на вопрос о преимуществах конкретного технического решения без учета капиталовложений, но позволяют качественно оценить степень совершенства тепловых схем ПГУ-ТЭЦ.

При проектировании ПГУ-ТЭЦ утилизационного типа необходимо решить вопросы о выборе ее тепловой схемы и о режиме, по которому будет проводиться конструкторский расчет котла-утилизатора (КУ). На паротурбинных ТЭЦ паровой котел позволяет путем регулирования подачи топлива обеспечить широкий диапазон изменения паропроизводительности при требуемых параметрах пара. Котел-утилизатор в составе ПГУ-ТЭЦ играет достаточно «пассивную» роль. Возможности по регулированию нагрузок ограничены, параметры пара и паропроизводительность в значительной мере определяются характеристиками газов после ГТУ, которые, как отмечалось выше, значительно зависят от климатических условий. Спроектировав КУ по выбранному режиму, необходимо обеспечить прохождение всего диапазона тепловых нагрузок. При этом следует учесть и согласовать изменение режимов работы паровой турбины и возникающие технические ограничения (допустимые пропуски пара в конденсатор, конечную влажность и др.). Расчет по тепловым балансам элементов тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ и схемы в целом, применяемый рядом проектных организаций, приводит к ошибочным результатам. Необходимы поверочные расчеты тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ во всем диапазоне изменения электрических и тепловых нагрузок. Основные положения алгоритма расчета тепловых схем ПГУ-ТЭЦ изложены в [4, 5].

При расчете годовых показателей тепловой экономичности необходимо в зависимости от климатических условий определить изменение среднесуточной температуры (t_i) в течение года и число часов (n_i) в году, соответствующее этой температуре. В результате можно определить количество расчетных точек на всем диапазоне изменения температуры воздуха (квадратные скобки означают округление до верхнего целого значения):

$$m = \left[\frac{t_{\max} - t_{\min}}{\Delta t} \right] + 1, \quad (1)$$

где t_{\max} – максимальная среднесуточная температура наружного воздуха в течение года, °С; t_{\min} – минимальная среднесуточная температура наружного воздуха в течение года, °С; Δt – шаг изменения температур наружного воздуха.

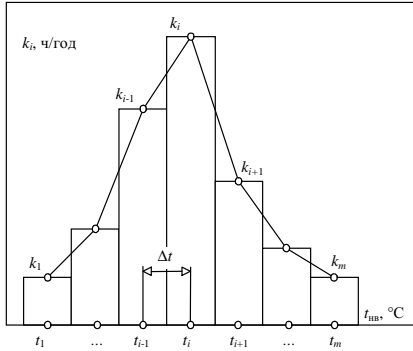


Рис.2. График зависимости количества часов ПГУ-ТЭЦ под нагрузкой от температуры наружного воздуха

Для каждой i -расчетной точки определяется количество часов в году с температурой воздуха в интервале $t_i \pm \Delta t/2$. График зависимости количества часов k_i от температуры наружного воздуха приведен на рис. 2.

Если известен график эксплуатации оборудования ПГУ-ТЭЦ, с учетом плановых ремонтов и остановов, то число рабочих часов при температуре наружного воздуха составит, ч/г.,

$$k_i^{\text{Э}} = k_i - k_i^{\text{Р}}, \quad (2)$$

где $k_i^{\text{Р}}$ – количество часов выхода оборудования из-под нагрузки, ч/г.

Далее исходя из тепловой нагрузки потребителя и зависимости количества часов k_i от температуры наружного воздуха строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера) [2].

Введем показатель, корректирующий соотношение рабочих часов ПГУ-ТЭЦ к общему числу:

$$\mu_i = k_i^{\text{Э}} / k_i. \quad (3)$$

Тогда годовые показатели ПГУ-ТЭЦ можно определить по следующим зависимостям:

- суммарному годовому количеству отпущенной тепловой энергии, Дж/г,

$$Q_{T,ПГУ}^{ГОД} = \sum_{i=1}^m Q_{T_i} (1 - q_{CH_i}) k_i (1 - \mu_i), \quad (4)$$

где $Q_{T,i}$ – тепловая мощность парогазовой ТЭЦ при температуре наружного воздуха t_i , ГДж/ч; $q_{ch,i}$ – доля теплоты на собственные нужды ТЭЦ;

- суммарному годовому количеству отпущенной электроэнергии, Вт·ч/г,

$$\mathcal{E}_{ПГУ}^{ГОД} = \sum_{i=1}^m N_{ПГУ_i}^{\mathcal{E}} (1 - \mathcal{E}_{CH_i}) k_i (1 - \mu_i), \quad (5)$$

где $N_{ПГУ_i}^{\mathcal{E}}$ – электрическая мощность парогазовой ТЭЦ при температуре наружного воздуха t_i , кВт; \mathcal{E}_{CH_i} – доля электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ;

- суммарному годовому количеству теплоты сжигаемого топлива, Дж/г.,

$$Q_C^{ПГУ.ГОД} = \sum_{i=1}^m Q_{C_i}^{ПГУ} \cdot k_i (1 - \mu_i), \quad (6)$$

где $Q_{C_i}^{ПГУ}$ – теплота сжигаемого топлива на ПГУ-ТЭЦ при температуре наружного воздуха t_i , ГДж/ч.

Годовой КПД (нетто) отпуска электроэнергии

$$\eta_{ПГУ}^{\mathcal{E},ГОД} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{ПГУ_i}^{\mathcal{E}} \cdot k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)}, \quad (7)$$

где $\eta_{ПГУ_i}^{\mathcal{E}}$ – КПД (нетто) отпуска электроэнергии при температуры наружного воздуха t_i .

Годовой КПД по отпуску теплоты внешнему потребителю

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Т.ГОД}} = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{\text{ПГУ}_i}^{\text{Т}} \cdot k_i (1 - \mu_i)}{\sum_{i=1}^m k_i (1 - \mu_i)}, \quad (8)$$

где $\eta_{\text{ПГУ}_i}^{\text{Т}}$ – КПД (нетто) отпуска тепловой энергии при температуре наружного воздуха t_i .

Годовой КПД использования теплоты топлива (полный КПД ТЭЦ)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}} + Q_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}}}{Q_{\text{С}}^{\text{ГОД}}}. \quad (9)$$

Среднегодовая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{Т.ГОД}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}}}{Q_{\text{ПГУ}}^{\text{ГОД}}}. \quad (10)$$

Значения $\eta_{\text{ПГУ}_i}^{\mathcal{E}}$ и $\eta_{\text{ПГУ}_i}^{\text{Т}}$ определяют в зависимости от принятого метода разделения топлива на ТЭЦ между видами отпускаемой энергии [6].

В качестве примера использования разработанной методики в таблице приведены результаты исследований для четырех вариантов тепловых схем ПГУ-ТЭЦ:

- схемы № 1 и 2 – ПГУ-ТЭЦ с двухконтурными котлами-утилизаторами без дожигания топлива ($\beta_{\text{д}} = 0$). В схеме № 1 – коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$, т.е. отсутствует ПВК, его заменяет отбор пара из котла-утилизатора. В схеме № 2 установлен ПВК;

- схемы № 3 и 4 – ПГУ-ТЭЦ с одноконтурными котлами-утилизаторами без дожигания топлива ($\beta_{\text{д}} = 0$). В схеме № 3 – $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ (отсутствует ПВК, его заменяет отбор пара из котла-утилизатора). В схеме № 4 использован ПВК. В хвостовой части котлов-утилизаторов установлены газовые сетевые подогреватели параллельно с сетевой установкой паровой турбины.

*Особенности определения годовых показателей тепловой
экономичности парогазовых теплоэлектроцентралей*

Расчеты производились на базе ГТУ V64.3A (Siemens) применительно к температурному графику сетевой воды 150/70 °С на интервале температур наружного воздуха –30 ... +30 °С, а также при температуре наружного воздуха +15 °С и среднетопительной температуре. Место сооружения ПГУ-ТЭЦ – г. Москва.

В расчетах использовались пакеты программных средств, разработанные в НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» МЭИ (ТУ). Полученные суммарные годовые и удельные показатели ПГУ-ТЭЦ являются исходными данными для финансово-экономического анализа эффективности вариантов.

**Влияние методов расчета тепловых схем ПГУ-ТЭЦ
на показатели тепловой экономичности**

Показатель	При расчете в годовом разрезе				При расчете по $T_{НВ} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$				При расчете по среднетопительной температуре				
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
Вариант схемы													
Выработка электроэнергии, МВт·ч	880772	878663	799084	797518	878628	878628	798912	798912	896148	896148	805044	805044	
Выработка тепловой энергии, МВт·ч	269408,8	269408,8	389919,2	389919,2	134378,4	134378,4	194647,2	194647,2	279706,8	279706,8	405237,6	405237,6	
Затраты топлива, м ³	179568,0	178576,2	170770,1	170337,1	163423,8	163423,8	163423,8	163423,8	170633,7	170633,7	170633,7	170633,7	
КПД по выработке электроэнергии (физический метод)	63,26	63,50	68,77	68,85	61,22	61,22	60,05	60,05	68,06	68,06	70,05	70,05	
Коэффициент использования тепла топлива	56,871	57,105	59,672	59,751	57,794	57,794	54,719	54,719	61,890	61,890	60,876	60,876	

Из приведенных результатов основных показатели тепловой экономичности видно, как влияет учет характеристик и режим работы основного оборудования при работе по графику тепловых нагрузок.

При расчете по одной температуре наружного воздуха погрешность результатов может достигать от 5 до 40 % в зависимости от рассматриваемого показателя. В этой связи можно сделать заключение, что при выполнении тепловых расчетов, и в особенности на стадиях технико-экономического обоснования, определение годовых показателей на всем

диапазоне температур наружного воздуха с учетом графиков тепловых нагрузок и режимов работы оборудования является необходимым, обязательным условием.

Библиографический список

1. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 448 с.
2. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.
3. **Стерман Л.С., Тишин С.Г., Печонкин С.П.** Методика прогнозирования годовых энергетических показателей и расходов топлива для теплофикационных установок. // Теплоэнергетика. – 1993. – №12 – С.12–16.
4. **Расчет** показателей тепловых схем и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, В.Е. Торжков и др.; Под ред. В.В. Чижова. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 72 с.
5. **Методические** основы определения энергетических показателей парогазовых теплоэлектростанций с котлами-утилизаторами / В.Д. Буров, С.В. Цанев, А.П. Дудко и др. // Вестник МЭИ. –1999. – №4. – С.35–40.
6. **Методические** основы алгоритма определения энергетических показателей тепловых схем ПГУ-ТЭЦ / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Я. Копсов, А.П. Дудко // Электр. станции. – 1999. – №8. – С.7–11.

УДК 621.311

Математическая модель, программный комплекс и результаты расчетного анализа работы испарительных установок мгновенного вскипания на ТЭС

А.А. Мошкарин, инж., А.В. Мошкарин, д-р техн. наук

В последние годы на ряде ТЭС ОАО «Татэнерго» нашли внедрение испарительные установки мгновенного вскипания (УМВ), отличающиеся высокими тепловыми показателями и более низкой металлоемкостью, чем известные МИУ на основе испарителей кипящего типа [1].

УМВ состоит из двух идентичных по конструкции корпусов, в каждом из которых размещены вертикально расположенные друг над другом ступени испарения, в которых происходит самоиспарение перегретой во-

ды, стекающей в струях из верхней ступени. Конденсация пара, полученного при расширении перегретой воды, производится после его сепарации в специальном (чистом) отсеке ступени на поверхностях теплообмена конденсаторов. Охлаждающей водой является циркулирующая вода, которая после нагрева в конденсаторах перегревается в головном подогревателе. Конденсат пара каждой ступени (дистиллят), так же как и упариваемая вода, подается в нижестоящий конденсатор. Греющим паром УМВ является пар из отбора низкого давления турбины (верхнего теплофикационного отбора) или из общестанционной магистрали 0,12 МПа. Конденсаторы двух последних ступеней первого корпуса играют роль головного подогревателя для перегрева циркулирующей воды второго корпуса, последние две ступени которого являются концевым конденсатором УМВ. В качестве охлаждающей может подаваться либо добавочная вода телосети, либо техническая вода после конденсаторов паровой турбины.

В зависимости от схемы подачи питательной воды УМВ условно подразделяют: на УМВ с последовательной схемой питания, УМВ с противоточной схемой питания и УМВ с параллельной схемой питания.

В *последовательной схеме* питания (рис. 1) питательная вода из последней ступени первого корпуса подается в емкость слива оставшейся после испарения циркулирующей воды. Из этой емкости часть воды в размере производительности второго корпуса и продувки всей УМВ отводится на вход концевого конденсатора первого корпуса, а основная масса воды подается на вход конденсаторов первого корпуса, минуя две последние ступени конденсаторов.

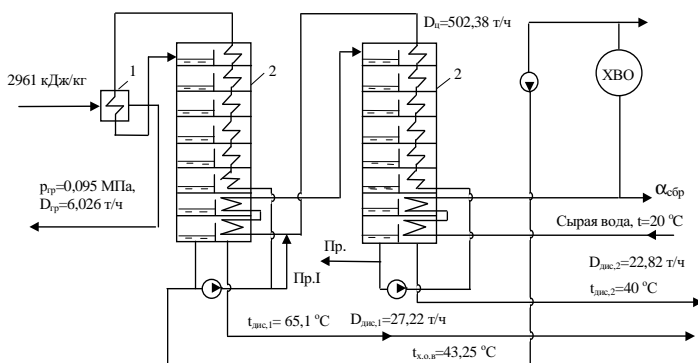


Рис. 1. Последовательная схема питания корпусов УМВ производительностью 50 т/ч

Циркуляционные насосы первого и второго корпусов имеют одинаковую производительность, но количество воды, подаваемой на расширение в первые ступени корпусов, различно.

В *противоточной схеме* (рис. 2) питательная вода в объеме производительности УМВ и ее продувки подается на всос циркуляционных насосов второго корпуса УМВ.

Циркуляционная вода, пройдя нагрев в конденсаторах ступеней испарения второго корпуса, частично, в размере производительности первого корпуса с учетом продувки, отводится на всос циркуляционных насосов первого корпуса.

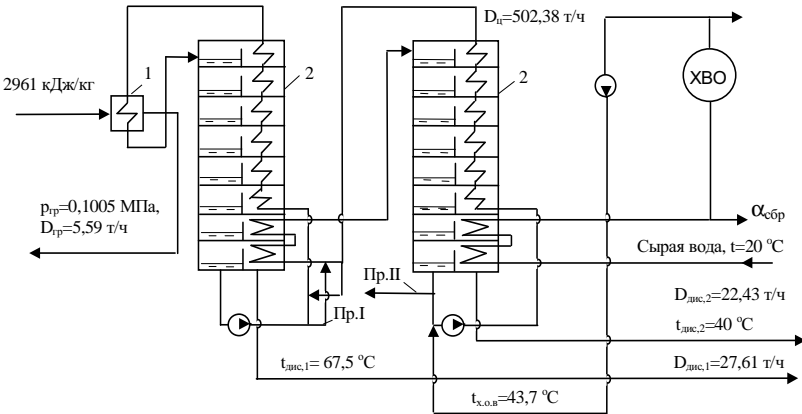


Рис. 2. Противоточная схема питания корпусов УМВ производительностью 50 т/ч

Оставшаяся часть (основная масса воды) после подмешивания к ней продувки первого корпуса идет в концевые конденсаторы первого корпуса, а затем в первую ступень расширения второго корпуса.

В *параллельной схеме* питания питательная вода (рис. 3) подается на всос циркуляционных насосов первого и второго контуров.

Продувка первого корпуса осуществляется в линию второго контура перед конденсаторами первого корпуса.

Общая продувка УМВ во всех схемах выполняется из последней ступени расширения второго корпуса.

Конструкции первого и второго корпусов УМВ аналогичны друг другу, так же как и типы используемых циркуляционных насосов.

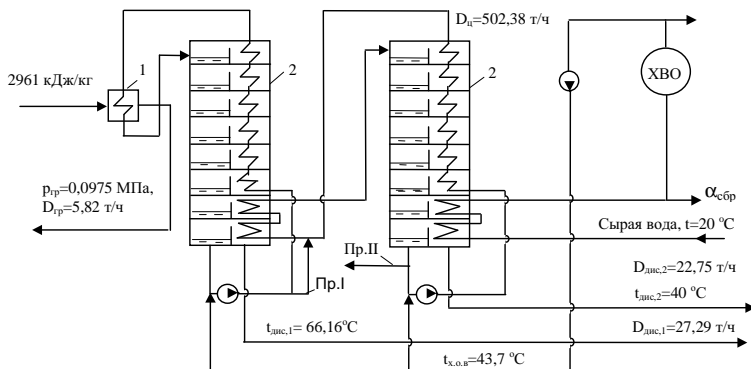


Рис. 3. Параллельная схема питания корпусов УМВ производительностью 50 т/ч

Методика расчета УМВ. При составлении расчетной схемы испарительную установку мгновенного вскипания можно представить как противоточный теплообменник, в каждой из ступеней которого горячий теплоноситель имеет постоянную температуру (температуру насыщения), а изменение его температуры происходит скачком при переходе от одной ступени к другой (рис. 4).

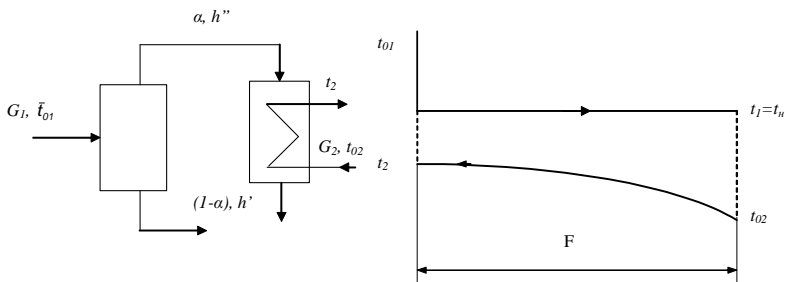


Рис.4. Расчетная схема ступени испарения и изменение температур теплоносителей в конденсаторе испарителей мгновенного вскипания

Для теплообменной поверхности с фазовым переходом можно записать

$$t_2 = t_n - (t_n - t_{02}) \exp\left(-\frac{kF}{c_p G_2}\right) = t_n - (t_n - t_{02}) \exp\left(-\frac{kF}{C_2}\right), \quad (1)$$

где $C_2 = c_p G_2$ – теплоемкость массового расхода теплоносителя.

Уравнение теплового баланса запишется в следующем виде:

$$\alpha \cdot r \cdot G_1 = G_2 c_p (t_2 - t_{02}), \quad (2)$$

где $\alpha = \frac{c_p (t_{01} - t_n)}{r}$ – доля перегретого теплоносителя, перешедшего в паровую фазу.

Подставим в (2) уравнение (1), получим

$$\frac{c_p (t_{01} - t_n)}{r} \cdot r \cdot G_1 = c_p G_2 (t_2 - t_{02}). \quad (3)$$

Так как в рассматриваемом случае каждый из теплоносителей является водой, то $c_1 = c_2 = c_p$, следовательно, произведение $c_p G_1$ и $c_p G_2$ можно заменить на C_1 и C_2 . С учетом этого получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} C_2 t_2 + C_1 t_n = C_1 t_{01} + C_2 t_{02}, \\ 1 \cdot t_2 + (1 - \exp(-B)) t_n = \exp(-B) t_{02} \end{cases} \quad (4)$$

или

$$\begin{cases} -C_1 t_{01} + C_2 t_2 + C_1 t_n - C_2 t_{02} = 0, \\ 0 \cdot t_{01} + 1 \cdot t_2 + (1 - \exp(-B)) t_n - \exp(-B) t_{02} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

По уравнению (5) записываем матрицу:

$$\begin{bmatrix} -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 \\ 0 & 1 & -(1 - \exp(-B)) & -\exp(-B) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_{01} \\ t_2 \\ t_n \\ t_{02} \end{bmatrix} = 0, \quad (6)$$

где $B = \frac{kF}{C_2}$ (k – коэффициент теплопередачи, F – поверхность теплообмена), t – температура теплоносителя; индекс 1 относится к горячему теплоносителю, 2 – к холодному, 0 – к входной температуре.

Система уравнений, аналогичных (6), для каждой ступени описывает многоступенчатую установку и в матричном виде может быть записана как

$$PT = 0, \quad (7)$$

где $\mathbf{P} = \{P_{ij}\}$ – блочная ленточная матрица размером $2n \times (2n + 2)$ элемента или $n \times (n + 1)$ блока, расчет которой может быть формализован в виде

$$P_{ij} = \begin{cases} P_i^1, i = j \\ P_i^2, j = i + 1 \\ 0, j \neq (i) \cup (i + 1). \end{cases} \quad (8)$$

$$P_i^1 = \begin{bmatrix} -C_{1i} & C_{2i} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad P_i^2 = \begin{bmatrix} C_{1i} & -C_{2i} \\ \exp(-B_i) - 1 & -\exp(-B_i) \end{bmatrix}.$$

Матрица-столбец T размером $(2n + 2) \times 1$ элемента составлена из температур холодного и горячего теплоносителей по аналогии с (1). Полученная система n линейных уравнений содержит $(n + 2)$ температур теплоносителей, любые две из которых задаются в качестве исходных, а остальные определяются из решения системы (2).

Те же самые преобразования можно выполнить и для n числа ступеней.

Полученные линейные уравнения можно решить с помощью метода Гаусса.

$$\begin{bmatrix} -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & (e^{-B_1} - 1) & -e^{-B_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_2} - 1) & -e^{-B_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_3} - 1) & -e^{-B_3} & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_n} - 1) & -e^{-B_n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \cdot \\ \cdot \\ \tau_{n-1} \\ \tau_n \end{bmatrix} = 0, \quad (9)$$

где τ принимается в соответствии с рис. 5.

После определения температур теплоносителей находят значения давлений в ступенях насыщения, скрытую теплоту парообразования r , а также производительности отдельных ступеней УМВ.

Производительность первой ступени составит

$$D_1 = Gc_p(t_{k,1} - t_{k,2})/r_1, \quad (10)$$

где $r_1 = f(t_{k,1})$, G – соответствующий расход охлаждающей среды в конденсаторе рассматриваемой ступени; $t_{k,1}$, $t_{k,2}$ – температуры охлаждающей среды на выходе из конденсатора и на входе в конденсатор рассматриваемой ступени соответственно.

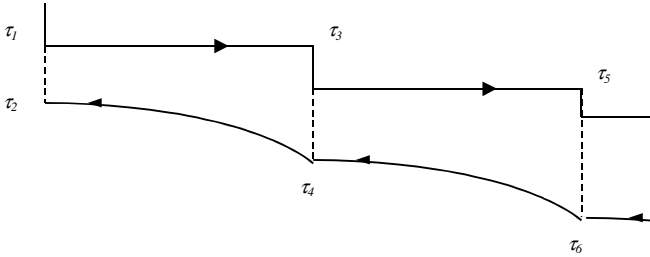


Рис.5. Диаграмма изменения температур теплоносителей в УМВ

Производительность второй ступени

$$D_2 = c_p (G(t_{k,2} - t_{k,3}) - D_1(t_1 - t_2)) / r_2, \quad (11)$$

где $r_2 = f(t_{k,2})$.

Для n -й ступени

$$D_n = c_p (G(t_{k,n} - t_{k,n+1}) - (t_{n-1} - t_n) \sum_1^{n-1} D_i) / r_n, \quad (12)$$

где $r_n = f(t_{k,n})$.

Оптимальная величина расхода циркулирующего рассола (которой необходимо оперировать при выборе насосов) может быть найдена по уравнению, полученному из теплового баланса ступени.

$$G_i \Delta t c_p = F_i k \Delta t_{cp1} \quad (13)$$

или

$$G_i \Delta t c_p = F_i k \frac{\Delta t}{\ln 2};$$

$$G_i = \frac{F_i k}{c_p \ln 2}. \quad (14)$$

Алгоритм расчета. Алгоритм расчета сводится к итерационному нахождению теплофизических параметров, значений материальных потоков воды и дистиллята, а также определению показателей работы УМВ (рис. 6, 7).

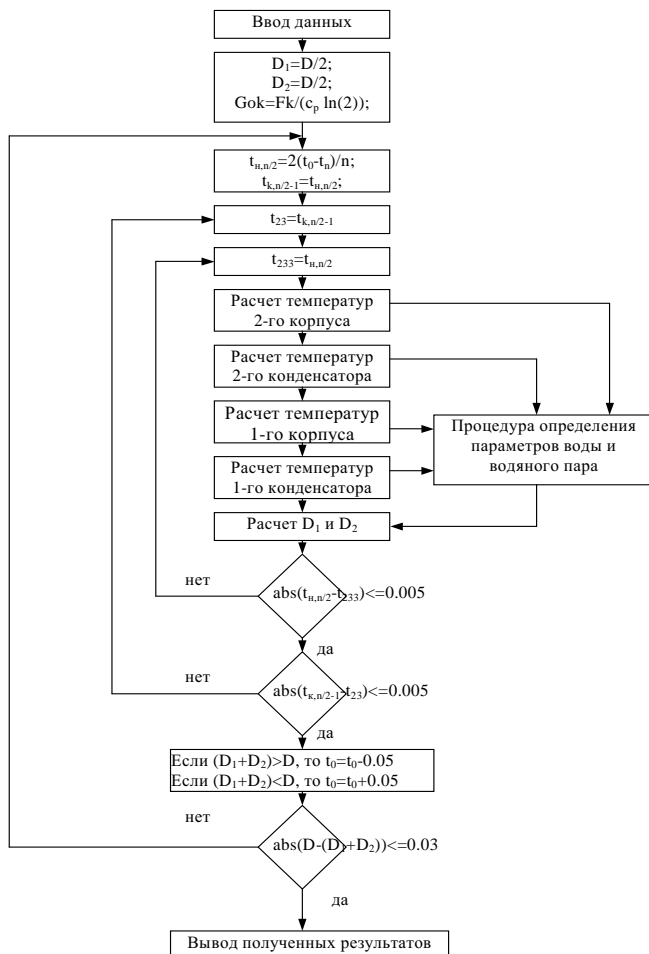


Рис. 6. Блок-схема расчета давления греющего пара на УМВ по заданной производительности

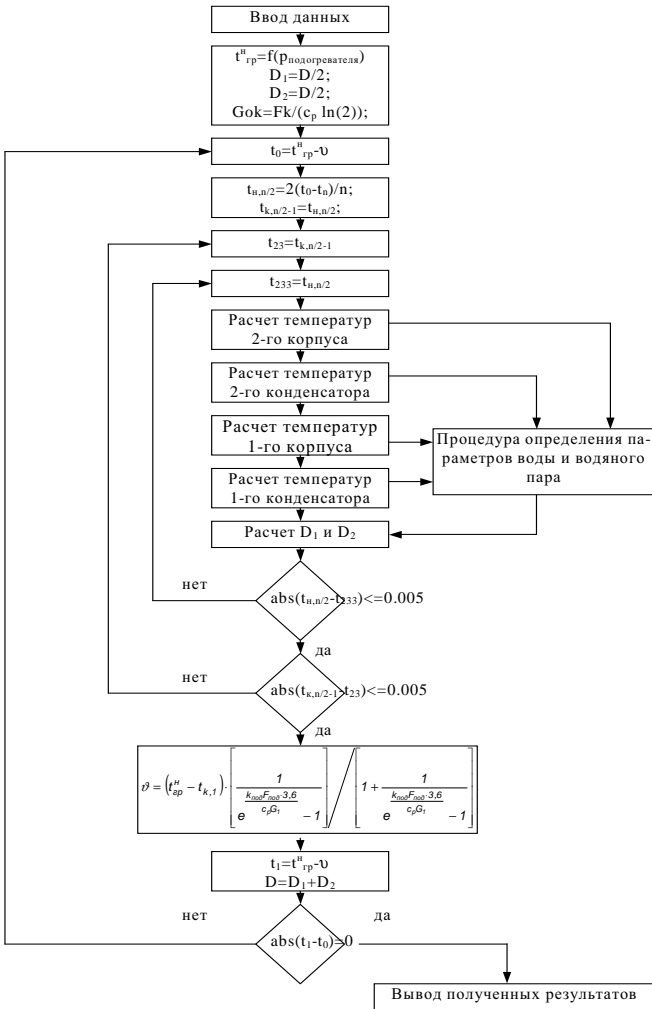


Рис. 7. Блок-схема расчета производительности УМВ по заданному давлению греющего пара

Реализовано два варианта расчета. Первый, при котором по заданному давлению греющего пара находится производительность установки (1), и второй, при котором по заданной производительности находится требуемое давление греющего пара (2). И в том, и в другом случае произ-

водится итерационный расчет величины расхода охлаждающей среды, подаваемой в конечной конденсатор второго корпуса, из условия заданной температуры в последней ступени установки, при определенном пользователем коэффициенте теплопередачи.

В исходных условиях необходимо задавать поверхности теплообмена конденсаторов ступеней испарения, головного подогревателя, коэффициенты теплопередачи в подогревателе и конденсаторах, значения температур добавочной и охлаждающей воды, величину продувки, расходы циркулирующей воды в корпусах, а также тип схемы питания УМВ.

Результатом расчета является определение теплофизических свойств теплоносителей по значениям температур, найденным по вышеприведенной методике.

Значения энтальпий воды и пара находятся по уравнениям

$$h_1 = 4,187(-753,317 + 6959,41j - 29258j^2 + 71285,2j^3 - 86752,8j^4 + 42641,1j^5),$$
$$h_2 = 4,187(1435,53 - 11343,5j + 57046,3j^2 - 136239j^3 + 161767j^4 - 77979j^5),$$
$$r = h_2 - h_1,$$

где $j = \frac{(t + 273,15)}{1000}$, t – температура, °С.

Значения давлений (МПа) по уравнению

$$p = 0,098 \cdot \exp\left(6 \ln \frac{t + 70}{170}\right).$$

Последнее уравнение справедливо для диапазона значений давлений – 0,02 – 0,7 МПа, т.е. охватывает рабочий диапазон давлений в камерах испарителей мгновенного вскипания.

Программный комплекс «Моделирование и расчет испарительных установок мгновенного вскипания» [2] позволяет проводить расчеты двухкорпусных УМВ с различными схемами питания, а также однокорпусных и блочных испарительных установок. При этом может задаваться не только разным числом ступеней установки и величиной продувки УМВ, но и поверхностью теплообмена головного подогревателя и конденсаторов. На рис. 8 – 10 приведены в качестве примера отдельные окна программы (меню задания типа УМВ, табличная и графическая формы представления результатов расчета).

Расчеты, выполненные с помощью программного комплекса, позволили проанализировать влияние на основные показатели работы УМВ схем питания корпусов.

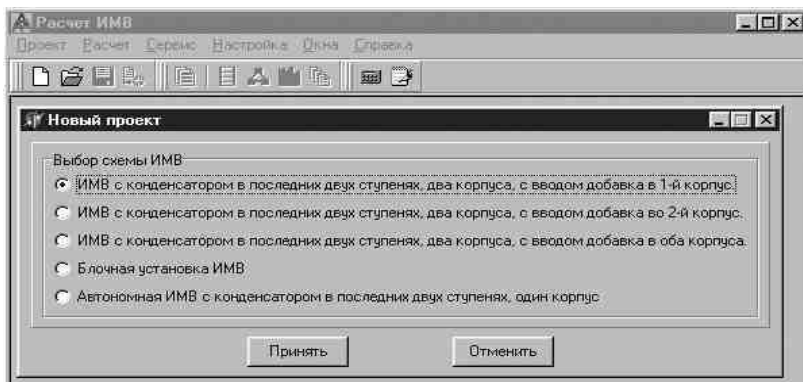


Рис. 8. Окно-меню выбора типа и схемы питания УМВ

The screenshot shows a software window titled 'Результаты расчета давления греющего пара' with tabs for 'Общие параметры', 'Температура по ступеням', and 'Дистиллят и давление по ступеням'. The 'Температура по ступеням' tab is active, displaying two tables of data.

Первая колонка					Вторая колонка				
№	tнас, °C	dt, °C	топл.в, °C	dt, °C	№	tнас, °C	dt, °C	топл.в, °C	dt, °C
1	92.0618	3.7582	88.3038	3.7582	10	61.9867	2.4430	59.5938	2.5768
2	88.3036	3.7582	84.5456	3.7582	11	59.4756	2.5111	57.0169	2.6476
3	84.5454	3.7582	80.7874	3.7582	12	56.8955	2.5801	54.3693	2.7203
4	80.7872	3.7582	77.0292	3.7582	13	54.2446	2.6509	51.6490	2.7950
5	77.0290	3.7582	73.2710	3.7582	14	51.5209	2.7237	48.8540	2.8718
6	73.2708	3.7582	69.5128	3.7582	15	48.7223	2.7985	45.9823	2.9506
7	69.5126	3.7582	65.7546	3.7582	16	45.8470	2.8754	43.0316	3.0316
8	66.9963	2.5162	64.4298	2.3865	17	44.5815	1.2654	43.9776	6.1975
9	64.5443	2.4520	62.0432	2.3256	18	40.0000	4.5815	37.7801	22.7801

A 'Закрыть' button is located at the bottom of the window.

Рис. 10. Пример табличного представления результатов расчета температур теплоносителей в УМВ

В табл. 1, 2, 3 приведены результаты расчетов для двухкорпусных УМВ производительностью 50 т/ч с поверхностями конденсаторов в каждой ступени 150 м², поверхностью теплообмена головного подогревателя 250 м², при средних значениях коэффициентов теплопередачи в головном подогревателе, конденсаторах ступеней испарения и концевом конденсаторе 3,0, 2,7, 2,0 кВт/(м²·°C) соответственно при температуре питательной

*Математическая модель, программный комплекс
и результаты расчетного анализа работы испарительных
установок мгновенного вскипания на ТЭС*

воды (химически очищенной воды) на входе в УМВ – 40 °С, расходе циркулирующей воды 502,4 т/ч.

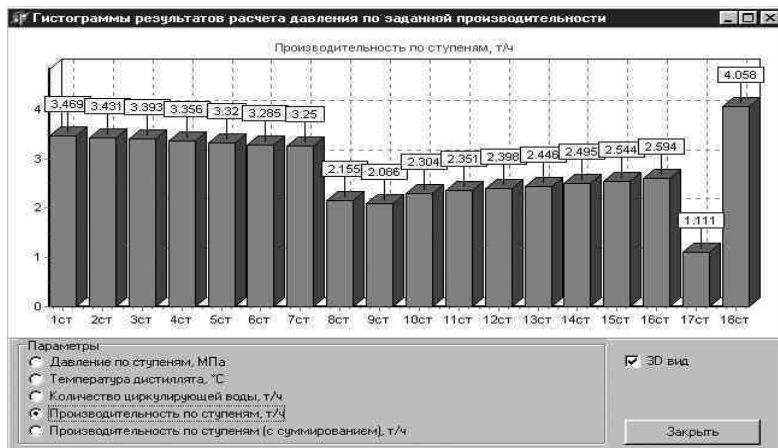


Рис. 10. Графическое представление результатов расчета производительности ступеней УМВ

Таблица 1. Основные показатели работы УМВ с последовательной схемой питания (схема УралВТИ)

Наименование величин	Число ступеней в установке					
	10	12	14	16	18	20
Температура перегретой воды на входе в УМВ, °С	95,16	95,74	95,76	95,78	95,82	95,84
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	66,52	65,99	65,49	65,0	64,54	64,09
Производительность первого корпуса, т/ч	26,04	24,46	26,90	27,32	27,74	28,14
Производительность второго корпуса, т/ч	24,00	25,57	23,14	22,71	22,30	21,88
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	479,8	396,6	337,5	293,5	258,5	230,7
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	537,6	544,2	394,5	350,2	315,5	287,5

Таблица 2. Основные показатели работы УМВ с противоточной схемой питания

Наименование величин	Число ступеней в установке					
	10	12	14	16	18	20
Температура перегретой воды на входе в УМВ, °С	96,90	97,14	97,3	97,44	97,54	97,64
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	67,87	67,76	67,60	67,44	67,27	67,10
Производительность первого корпуса, т/ч	27,03	27,16	27,30	27,45	27,60	27,77

Продолжение табл. 2

Наименование величин	Число ступеней в установке					
	10	12	14	16	18	20
Производительность второго корпуса, т/ч	23,01	22,88	22,73	22,58	22,42	22,27
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	435,9	356,3	299,3	256,44	223,1	196,3
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	499,0	419,5	362,4	319,52	286,1	259,4

Таблица 3. Основные показатели работы УМВ с параллельной схемой питания

Наименование величин	Число ступеней в установке					
	10	12	14	16	18	20
Температура перегретой воды на входе в УМВ, °С	96,3	96,4	96,48	96,54	96,58	96,62
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	67,06	66,74	66,40	66,07	65,72	65,38
Производительность первого корпуса, т/ч	26,54	26,82	27,08	27,37	27,66	27,95
Производительность второго корпуса, т/ч	23,49	23,22	22,95	22,67	22,37	22,08
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	458,8	377,3	319,7	276,5	242,7	215,79
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	518,9	437,4	379,6	336,2	302,3	275,19

Из табл. 1 – 3 видно, что наиболее экономичной является противоточная схема питания УМВ, удельные потери теплоты в которой на 5 – 10 % ниже, чем в УМВ с последовательной схемой питания, применяемой в действующих УМВ УралВТИ. Схема с параллельным питанием по тепловой экономичности занимает промежуточное положение.

Наблюдается интересная закономерность соотношения производительностей первого и второго корпусов. С уменьшением числа ступеней УМВ производительности корпусов выравниваются. Так при числе ступеней 18 (по 9 ступеней испарения в каждом из корпусов) производительность первого корпуса на 15 % выше второго. При 10 ступенях это различие для схем последовательного и параллельного питания составляет 5 %, а для схемы противоточного питания производительность второго корпуса становится выше первого на 6 %. С ростом числа ступеней происходит снижение удельных потерь теплоты с охлаждающей водой (рис. 11).

На рис. 12 и в табл. 4, 5, 6, 7 приведены результаты расчетов влияния начальной температуры перегретой воды на производительность УМВ с последовательной схемой питания ступеней (схема УралВТИ) при различных значениях поверхностей теплообмена конденсаторов.

Рис. 11. Зависимость удельной потери теплоты в УМВ от числа ступеней и схемы питания (производительность УМВ 50 т/ч, $F_{i,ки} = 150 \text{ м}^2$): 1 – последовательная схема питания корпусов УМВ; 2 – параллельная схема питания; 3 – противоточная схема питания

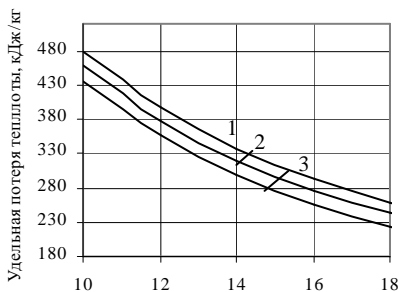


Рис.12. Зависимость производительности УМВ от начальной температуры и поверхности теплообмена конденсаторов ($n = 18$, $p_{отб} = 0,12 \text{ МПа}$, $t_n = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{х.о.в} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_{пр} = 0,1$): 1 – $F_{i,ки} = 100 \text{ м}^2$; 2 – $F_{i,ки} = 150 \text{ м}^2$; 3 – $F_{i,ки} = 200 \text{ м}^2$; 4 – $F_{i,ки} = 300 \text{ м}^2$

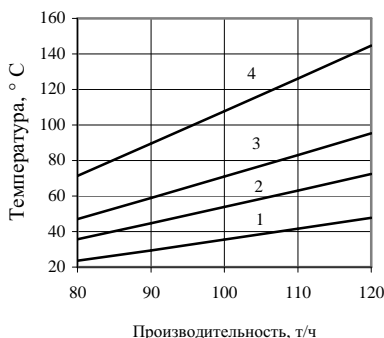


Таблица 4. Основные показатели работы УМВ с последовательной схемой питания (схема УралВТИ): число ступеней – 18, поверхности теплообмена: конденсатор ступени испарения $F_{i,ки} = 100 \text{ м}^2$, головной подогреватель $F_{под} = 200 \text{ м}^2$; расход циркуляционной воды в корпусе $G_1 = G_2 = 331,9 \text{ т/ч}$

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °C				
	80	90	100	110	120
Давление греющего пара в отборе на головной подогреватель, МПа	0,561	0,084	0,124	0,179	0,254
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °C	58,26	62,18	65,99	69,62	73,115
Производительность первого корпуса, т/ч	12,74	16,171	19,812	23,589	27,542
Производительность второго корпуса, т/ч	10,88	13,28	15,662	17,963	20,202

Продолжение табл. 4

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °С				
	80	90	100	110	120
Производительность УМВ, т/ч	23,6	29,45	35,475	41,552	47,744
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	259,6	258,0	256,2	254,2	252,04
Удельный расход теплоты на получение дистиллята, кДж/кг	300,8	308,9	316,9	324,6	332,03

Таблица 5. Основные показатели работы УМВ с последовательной схемой питания (схема УралВТИ): число ступеней – 18, поверхности теплообмена: конденсатор ступени испарения $F_{I,ки} = 150 \text{ м}^2$, головной подогреватель $F_{под} = 250 \text{ м}^2$; расход циркуляционной воды в корпусе $G_1 = G_2 = 502,38 \text{ т/ч}$

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °С				
	80	90	100	110	120
Давление греющего пара в отборе на головной подогреватель, МПа	0,054	0,0812	0,119	0,1705	0,240
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	58,27	62,29	66,13	69,74	73,215
Производительность первого корпуса, т/ч	19,247	24,567	30,073	35,771	41,705
Производительность второго корпуса, т/ч	16,429	20,182	23,791	27,267	30,669
Производительность УМВ, т/ч	35,686	44,749	53,864	63,038	72,37
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	260,9	259,3	257,4	255,5	254,3
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	302,2	310,5	318,5	326,1	334,4

Таблица 6. Основные показатели работы УМВ с последовательной схемой питания (схема УралВТИ): число ступеней – 18, поверхность теплообмена: конденсатор ступени испарения $F_{I,ки} = 200 \text{ м}^2$, головной подогреватель $F_{под} = 400 \text{ м}^2$; расход циркуляционной воды в корпусе $G_1 = G_2 = 662 \text{ т/ч}$

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °С				
	80	90	100	110	120
Давление греющего пара в отборе на головной подогреватель, МПа	0,0515	0,0765	0,111	0,157	0,220
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	58,25	62,32	66,04	69,80	73,114

*Математическая модель, программный комплекс
и результаты расчетного анализа работы испарительных
установок мгновенного вскипания на ТЭС*

Продолжение табл. 6

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °С				
	80	90	100	110	120
Производительность первого корпуса, т/ч	25,419	32,38	39,656	47,220	54,991
Производительность второго корпуса, т/ч	21,661	26,559	31,312	35,91	40,304
Производительность УМВ, т/ч	47,081	58,939	70,968	83,13	95,294
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	259,1	257,5	255,7	253,7	251,6
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	300,4	308,7	316,6	324,1	331,6

Таблица 7. Основные показатели работы УМВ с последовательной схемой питания (схема УралВТИ): число ступеней – 18, поверхность теплообмена: конденсатора ступени испарения $F_{ьки} = 300 \text{ м}^2$, головного подогревателя $F_{под} = 550 \text{ м}^2$; расход циркуляционной воды в корпусе $G_1 = G_2 = 1004,7 \text{ т/ч}$

Наименование величин	Значение температуры перегретой воды на входе в УМВ, °С				
	80	90	100	110	120
Давление греющего пара в отборе на головной подогреватель, МПа	0,0505	0,075	0,1085	0,154	0,214
Температура воды в последней ступени УМВ первого корпуса, °С	58,26	62,3	66,11	69,76	73,11
Производительность первого корпуса, т/ч	38,471	49,143	60,143	71,615	83,426
Производительность второго корпуса, т/ч	32,838	40,367	47,577	54,573	61,342
Производительность УМВ, т/ч	71,309	89,510	107,721	126,19	144,767
Удельная потеря теплоты, кДж/кг	260,9	259,2	257,4	255,43	254,2
Удельный расход теплоты на УМВ, кДж/кг	302,1	310,5	318,4	326,15	334,4

Наличие независимых контуров циркуляции упариваемой воды предполагает возможность изменения расходов воды в каждом контуре, которое может быть вызвано необходимостью изменения производительности УМВ либо отказом одного из циркуляционных насосов или другими причинами.

В табл. 8, 9, 10 приведены результаты таких расчетов для следующих условий: $n = 18$, $p_{отб} = 0,12 \text{ МПа}$, $t_n = 40 \text{ °С}$, $t_{х.о.в} = 40 \text{ °С}$, $\alpha_{пр} = 0,1$, $F_i = 150 \text{ м}^2$, $F_{под} = 250 \text{ м}^2$.

Таблица 8. Результаты расчетов показателей автономной УМВ с последовательной схемой питания ступеней при различном соотношении расходов упариваемой воды в циркуляционных контурах

Расход воды, т/ч		G_1 G_2	Производительность, т/ч			Температура воды, °С		Удельные потери теплоты, кДж/кг	Удельный расход теплоты, кДж/кг
Первый контур, G_1	Второй контур, G_2		Первый контур	Второй контур	УМВ	На входе в УМВ	На выходе из I корпуса		
252	502,4	0,5	19,96	12,09	38,06	100,44	54,92	210,4	249,3
301,0	502,4	0,6	22,65	14,51	37,16	100,36	57,26	219,9	264,0
351,7	502,4	0,7	25,06	16,99	42,06	100,30	59,66	229,8	278,9
401,9	502,4	0,8	27,03	19,34	46,37	100,26	61,88	239,9	293,8
452,0	502,4	0,9	28,77	21,68	50,43	100,22	64,10	248,4	306,0
502,4	502,4	1	30,26	23,87	54,07	100,21	66,11	257,1	318,6
502,4	456,7	1,1	28,96	23,53	52,49	100,33	67,77	251,9	316,1
502,4	418,0	1,2	27,77	23,07	50,84	100,44	69,30	247,1	314,1
502,4	386,4	1,3	26,78	22,56	49,74	100,54	70,68	243,6	318,6
502,4	358,0	1,4	25,66	21,99	47,59	100,65	72,04	239,3	311,5
502,4	334,0	1,5	24,62	21,41	46,03	100,75	73,17	236,1	310,6
502,4	314,0	1,6	23,95	20,86	44,62	100,83	74,26	233,5	310,1
502,4	295,0	1,7	22,88	20,27	43,15	100,92	75,47	230,8	309,5
502,4	279,0	1,8	22,10	19,72	41,82	101,00	76,45	228,7	309,4
502,4	264,0	1,9	21,39	19,27	40,60	101,06	77,35	227,7	309,3
502,4	256,2	2,0	20,9	18,89	39,87	101,09	77,85	225,8	309,2

Таблица 9. Результаты расчетов показателей автономной УМВ с параллельной схемой питания ступеней при различном соотношении расходов упариваемой воды в циркуляционных контурах

Расход воды, т/ч		G_1 G_2	Производительность, т/ч			Температура воды, °С		Удельные потери теплоты, кДж/кг	Удельный расход теплоты, кДж/кг
Первый контур, G_1	Второй контур, G_2		Первый контур	Второй контур	УМВ	На входе в УМВ	На выходе из I корпуса		
252,0	502,4	0,5	19,86	12,14	32,00	100,50	55,41	203,9	244,0
301,0	502,4	0,6	22,49	14,56	37,05	100,45	57,88	211,8	257,2
351,7	502,4	0,7	24,82	17,01	41,83	100,41	60,38	209,1	270,4
401,9	502,4	0,8	26,76	19,35	46,12	100,39	62,79	227,1	282,5
452,0	502,4	0,9	28,28	21,39	49,67	100,38	65,07	234,3	293,9
502,4	502,4	1	29,72	23,72	53,44	100,38	67,26	241,3	304,3

*Математическая модель, программный комплекс
и результаты расчетного анализа работы испарительных
установок мгновенного вскипания на ТЭС*

Продолжение табл. 9

Расход воды, т/ч		G_1 G_2	Производительность, т/ч			Температура воды, °С		Удельные потери теплоты, кДж/кг	Удельный расход теплоты, кДж/кг
Первый контур, G_1	Второй контур, G_2		Первый контур	Второй контур	УМВ	На входе в УМВ	На выходе из I корпуса		
502,4	456,7	1,1	28,37	23,38	51,76	100,52	69,00	233,7	300,2
502,4	418,0	1,2	27,06	22,93	49,99	100,65	77,20	227,3	296,6
502,4	386,4	1,3	25,85	22,42	48,27	100,77	72,20	221,3	293,5
502,4	358,0	1,4	24,66	21,85	46,51	100,90	73,70	216,1	290,9
502,4	334,0	1,5	23,75	21,26	44,84	101,0	75,00	211,4	288,6
502,4	314,0	1,6	22,61	20,70	43,31	101,1	76,27	207,5	286,7
502,4	295,0	1,7	21,64	20,09	41,73	101,19	77,47	203,5	284,9
502,4	279,0	1,8	20,79	19,53	40,31	101,27	78,53	200,2	283,4
502,4	264,0	1,9	19,95	18,95	38,90	101,35	79,97	197,0	281,9
502,4	256,2	2,0	19,61	18,71	38,32	101,39	80,05	195,8	281,5

**Таблица 10. Результаты расчетов показателей автономной УМВ
с противоточной схемой питания ступеней при различном соотношении
расходов уприваемой воды в циркуляционных контурах**

Расход воды, т/ч		G_1 G_2	Производительность, т/ч			Температура воды, °С		Удельные потери теплоты, кДж/кг	Удельный расход теплоты, кДж/кг
Первый контур, G_1	Второй контур, G_2		Первый контур	Второй контур	УМВ	На входе в УМВ	На выходе из I корпуса		
252,0	502,4	0,5	19,71	12,25	31,96	100,61	58,29	193,8	235,8
301,0	502,4	0,6	22,31	14,70	37,01	100,57	58,92	197,6	247,3
351,7	502,4	0,7	24,52	17,05	41,57	100,55	58,93	205,2	258,3
401,9	502,4	0,8	26,39	19,31	45,70	100,55	64,01	210,0	268,6
452,0	502,4	0,9	27,94	21,45	49,39	100,57	66,90	215,7	278,2
502,4	502,4	1	29,22	23,46	52,68	100,60	66,38	220,5	287,0
502,4	456,7	1,1	27,08	23,12	50,92	100,74	70,45	211,3	281,1
502,4	418,0	1,2	26,39	22,64	49,83	100,89	72,25	203,2	275,9
502,4	386,4	1,3	25,10	22,12	47,42	101,01	73,90	196,1	271,5
502,4	358,0	1,4	23,84	21,52	45,36	101,14	75,44	189,5	267,5
502,4	334,0	1,5	22,69	20,92	43,61	101,25	76,87	184,0	264,3
502,4	314,0	1,6	21,66	20,33	41,99	101,36	78,13	178,8	261,2
502,4	295,0	1,7	20,64	19,71	40,34	101,45	79,39	174,0	258,3
502,4	279,0	1,8	19,74	19,12	38,86	101,54	80,48	169,9	256,0
502,4	264,0	1,9	18,53	18,53	37,39	101,63	81,54	166,0	253,8
502,4	256,2	2,0	18,44	18,24	36,68	101,66	82,04	164,1	252,8

Независимо от схемы питания ступеней УМВ снижение расхода упариваемой воды в любом из контуров ведет к уменьшению суммарной производительности установки. Снижение расхода воды во втором контуре ведет к уменьшению удельных потерь теплоты в конечном конденсаторе, повышению располагаемого температурного перепада на второй корпус, относительноному росту производительности второго корпуса.

Выводы

1. Разработана методика и программный комплекс по моделированию и расчету испарительных установок мгновенного вскипания ТЭС.
2. Выполнен анализ схем автономных двухкорпусных испарителей мгновенного вскипания. Показано, что наиболее экономичной является противоточная схема питания УМВ.
3. Проанализированы режимы работы УМВ в зависимости от расходов упариваемой воды в контурах циркуляции.

Библиографический список

1. Пути повышения эффективности технологии водоподготовки на ТЭС ОАО «Тат-энерго»/В.С. Петин, И.Ш. Фардиев, О.Г. Салашенко и др. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – №1. – С.29–33.
2. Мошкарин А.В., Мошкарин А.А. Моделирование и расчет испарительных установок мгновенного вскипания: Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2002610213 от 19.02.2002 г. – М.: Роспатент, 2002.

УДК 611.321

Применение результатов лабораторных исследований в теплотехнических расчетах градирен

В.А. Калатузов, канд. техн. наук

Выполнение теплотехнических расчетов градирен актуально во все периоды становления и развития промышленных предприятий. От совершенства теоретических построений и качества лабораторных исследований зависит правильность и рациональность выбранного пути развития техники и в данном конкретном случае конструирования теплообменных

устройств и аппаратов, к которым относятся оросительные устройства градирен и сами градирни. Большой и неопределимый вклад в области развития теории тепло- и массообменных процессов внесли ученые разных стран, такие как Ф. Меркель, Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц, М.А. Михеев, Л.Д. Берман и другие. В отечественной науке, связанной с изучением испарительных процессов, наиболее фундаментальными являются труды Л.Д. Бермана, которые используются различными институтами в проводимых ими расчетах и исследованиях. Очень важным для инженерно-технического персонала, занятого эксплуатацией тепловых электростанций и любых других промышленных предприятий, является подача материалов не только в доступной для понимания форме, но и в виде, понятном для практического применения.

Рассмотрим некоторые из основных положений, сложившихся в области подачи информации по технологическим характеристикам оросителей и градирен.

1. Часто в статьях и рекламных проспектах речь идет об особенностях технологических расчетов градирен. Однако вместо особенностей, как правило, приводятся не связанные между собой рассуждения об отдельных формулах. Как таковых поясняющих расчетов или примеров не приводится, отсутствует логическая последовательность и взаимосвязь между приведенными в статье формулами, отдельными параметрами и формулировками, ссылками на литературные источники и т.д. Например, в статье «Некоторые особенности технологических расчетов градирен», опубликованной в № 9 журнала «Теплоэнергетик» за 2003 г., приводится такое высказывание: «...Интенсивность процесса испарения воды во многом определяется значением коэффициента массоотдачи $\beta_{рв}$, входящего в соответствующие расчетные уравнения. Однако в практических расчетах градирен ...получил распространение метод, разработанный Меркелем. По этому методу при выводе расчетных уравнений значения парциальных давлений водяного пара заменяют влагосодержаниями с соответствующим коэффициентом массоотдачи $\beta_{рв}$, отнесенным к разности парциальных давлений, и коэффициентом $\beta_{хв}$, отнесенным к разности влагосодержаний...». Не ясно, что понимается под расчетными уравнениями и практическими расчетами. Относятся ли эти понятия к инженерным расчетам или к выполняемым в процессе исследований и поиске иных форм выражений или расчетам построения тепловых балансов? Не даются пояснения отличий $\beta_{рв}$ от $\beta_{хв}$. Чем вызвана необходимость замены одного другим? Достаточно ли при расчете градирен знания расчета только коэффициента массоотдачи? и т. д.

Из текста приведенной статьи следует, что расчетными для градирен являются:

$$\beta_{xv} = \frac{G_{ж} \Delta t_{ж}}{KV \Delta h_{ср}}, \quad (1)$$

$$\beta_{xv} = A g_{ж} \lambda^m, \quad (2)$$

$$Me = AN \lambda^m. \quad (3)$$

Что же характеризуют показанные выражения?

Формула (1) является одним из видов уравнений, определяющих объемный коэффициент массообмена, в который входят параметры, измеренные либо на лабораторных установках, либо на действующих градирнях, и параметры, полученные с использованием общеизвестных физических зависимостей через аналитические выражения или из имеющихся графиков. Например, энтальпии влажного воздуха в различном его состоянии можно определить по соответствующей номограмме: $h = f(\varphi, \vartheta)$.

Формулы (2) и (3) являются разновидностями получаемой преобразованием формулы (1). В частности, формула (2) получается построением графика прямой в логарифмических координатах после выполненных измерений и подсчета всех значений параметров, входящих в (1).

Для этого зависимость (1) преобразуется к виду $\beta_{xv}/g_{ж} = f(\lambda)$. С помощью графика формула (1) приобретает вид (2) и определяются коэффициент A и показатель степени m . При этом коэффициент m характеризует угол наклона полученной прямой. Совершенно очевидно, что (1) является первородной и дает более полное представление о взаимном влиянии входящих в нее параметров, чем (2) и (3).

Показанная формула (3) $Me = AN \lambda^m$ фактически представляет собой результат совместного решения (1) и (2).

Очевидно, что формулы (1) – (3) не образуют необходимую для технологических расчетов градирен систему уравнений.

Зависимость (1) является одним из уравнений, используемых при расчетах градирен, а уравнение (2) используется в основном сотрудниками ФГУП НИИ ВОДГЕО. Из (2) в конечном итоге в виде критерия качества оросителя (не градирни) заказчикам выдаются коэффициенты A и m . Хотя, как это принято во всем мире (и до не давних пор было в СССР), по результатам исследований должны выдаваться расчетные номограммы охлаждающей эффективности градирни с той или иной конструкцией оросителя.

Наличие нормативных характеристик дает возможность, кроме организации эксплуатационного контроля работы градирен, находить и гарантировать наиболее экономичные решения по дальнейшей модернизации

градирен, устанавливать экономичные режимы их эксплуатации в системе технического водоснабжения, уточнять нормативы по топливоиспользованию, зависящие от эффективности работы градирен, решать другие задачи.

Точность характеристики определяется совпадением температур охлажденной воды действующих градирен с температурами охлажденной воды, рассчитанными по характеристике для одинаковых метеорологических и режимных условий, при которых работает градирня. Исходя из этого, расчет и построение точных характеристик следует производить с использованием натуральных результатов испытания градирен.

Формула (3) в чистом виде в отечественных работах практически не используется, за исключением компьютерной программы VOBA, разработанной в ФГУП НИИ ВОДГЕО, в которой произведение $АН\lambda^m$ используется в качестве множителей в преобразованном выражении температуры охлажденной воды.

При рассмотрении (1) следует учесть, что формула является упрощенной, в нее входит поправочный коэффициент K .

2. Не соответствует действительности бытующее утверждение, что по этим уравнениям строятся «...паспортные графики охлаждения...».

Выражение (1), равно как и параметры, его образующие, может быть использовано при построении характеристик как в явном, так и в неявном виде.

Иллюстрацией вышесказанного, например, являются характеристики охлаждающей способности градирен ОАО «Фирма ОРГРЭС», приведенные в «Указаниях по нормированию показателей работы гидроохладителей в энергетике» или в «Типовой инструкции по приемке и эксплуатации башенных градирен» [1, 2]. Характеристики, показанные в них, построены по результатам натуральных балансовых испытаний в соответствии с «Инструкцией по натурным испытаниям и исследованиям башенных градирен большой производительности. ВСН 25-80» [6]. При этом выражения вида (2) и (3) не использовались. Перечень измеряемых параметров, необходимых для построения характеристик, достаточно велик, включая и парциальные давления воздуха. Основные уравнения для расчета характеристик составлены в результате обобщения опытных данных в относительных величинах. Построение характеристик выполнено с учетом аналогии между теплоотдачей и массоотдачей по установленной зависимости относительных безразмерных разностей энтальпий от подобных разностей температур.

То же самое относится к расчетам в типовых проектах градирен Союзводоканалпроекта и др.

3. Некорректным является высказывание «...Величины A и t в формулах (2) и (3) принято считать технологическими характеристиками оросителя. Они получаются экспериментально в результате его испытаний и обработки материалов опытов с использованием формулы (1). Однако в некоторых публикациях в качестве технологических характеристик оросителей предлагаются A_o и n , полученные при обработке опытов с использованием коэффициента массоотдачи β_{pv} , а не β_{xv} . Очевидно, что подставлять их непосредственно в формулы (1) – (3) нельзя...».

Коэффициенты A и t , по мнению специалистов ФГУП НИИ ВОДГЕО, считаются технологическими характеристиками оросителя, но практической значимости для «...инженеров водоснабжения предприятий и в проектных организациях...» не могут иметь, поскольку коэффициенты являются относительными и по ним трудно сделать качественную и количественную оценку оросителя не только в сравнении с другими конструкциями, но и в условиях особенностей конструктивного исполнения и работы реальной градирни, и тем более, определить температуру охлажденной воды. Расчеты, выполняемые с применением данных коэффициентов, дают противоречивые результаты и не подтверждаются при натурных испытаниях.

Например, результаты натурных испытаний градирни № 2 ТЭЦ-11 АО «Мосэнерго», строительство которой выполнено на основании научно-технического отчета ФГУП НИИ ВОДГЕО «Тепловые, аэродинамические и гидравлические расчеты технологических конструкций градирни № 2 ТЭЦ-11 АО «Мосэнерго» для разработки проекта ее восстановления с модернизацией. № 055/08 00 от 5 мая 2000 г.» выявили, что градирня имеет расход воды меньше расчетного на 45 %, а охлаждающая эффективность в среднем хуже расчетной на 4,2 °С. Расчет охлаждающей эффективности был построен по результатам лабораторных исследований ФГУП НИИ ВОДГЕО и с использованием коэффициентов A и t применительно к конструкции оросителя БЭЛ-60Уг. Необоснованно завышенное значение A при одновременно малом значении удельного расхода воздуха и других неточностях привело к ошибкам в расчете и в конечном итоге к неэффективной работе градирни.

Совершенно ясно, что A_o и n вставить в (1) нельзя хотя бы потому, что они туда не входят, равно как не входят и в (3).

Очевидным фактом является то, что коэффициенты A_o и n предлагаются не «...в некоторых публикациях...», а являются коэффициентами в преобразованном уравнении β_{pv} , определяемыми относительно разности парциальных давлений воздуха и пара. Из теории массообмена известно,

что разница парциальных давлений является движущей силой испарительного процесса и используется ВНИИГ им. Веденеева в исследованиях и расчетах объемного коэффициента массообмена, имеющего вид

$$\beta_{pv} = A_o q_{жс}^{1-n} q_b^n P_b^{-1,0},$$

при этом имеет ту же смысловую нагрузку и механизм их получения, что и A , и m , с той лишь разницей, что к аналогичному виду (2) преобразовывалась зависимость β_{pv} , а не β_{xv} . Отсюда вытекает, что сопоставляемые коэффициенты будут иметь разные числовые значения и размерности, которые определяются параметрами входящих в исходные уравнения β_{pv} и β_{xv} . Ясно, что A и m не могут использоваться в β_{pv} , а A_o и n – в β_{xv} .

В этой связи лишены смысла высказывания «...Коэффициент β_{pv} может быть пересчитан на коэффициент по приближенной формуле:

$$\beta_{xv} = 1,61 p_B \beta_{pv}. \quad (4)$$

Следует иметь в виду, что если значение β_{xv} не найдено непосредственно из опытных данных, а определено путем пересчета по β_{pv} , то это иногда может привести к значительной погрешности [4]. Поэтому пересчет значений A_o и n на A и m на основе пересчета коэффициентов массоотдачи по формуле (4) может также привести к значительным погрешностям». В пересчете коэффициентов, входящих в выражения β_{xv} и β_{pv} , нет необходимости. Приближенный характер (4) представляет не единичный случай в теплотехнических расчетах гидроохладителей, главным вопросом при логических построениях и расчетах является владение теоретическими положениями, знание того, какие приближения и упрощения сделаны, их влияние на конечный результат и др.

Очевидно, что β_{xv} выражено через β_{pv} , а не наоборот. Это легко объясняется тем, что теория массообмена построена на известных уравнениях Дальтона и Клапейрона, применяющихся для идеальных газов. Что же касается погрешности в приближенном виде формулы пересчета, то в [4] действительно имеются предупреждения, но при этом определяются условия применения формулы и даются определенные пояснения. Данные положения требуют более детальных пояснений, поскольку в рассматриваемой статье ставится под сомнение точность расчетов, предложенных

Л.Д. Берманом, и одновременно делается упор на достоверность оценок по коэффициенту A , получаемых на опытных стендах НИИ.

Если исследования проведены с соблюдением всех необходимых условий теории подобия, то и β_{pv} и β_{xv} могут являться сравниваемыми величинами, но недостаточными для полного сопоставления разных по конструктивному исполнению оросителей.

В этой связи необходимо продемонстрировать некоторые теоретические упрощения, которые приняты в теории испарительного охлаждения для противоточных градирен и которые необходимо знать и учитывать, особенно при лабораторных исследованиях, расчетах и установлении определенных зависимостей для конкретных решаемых задач.

Следует отметить, что процессы испарительного охлаждения достаточно сложны и, в частности, Меркелем в процессе теоретических рассуждений принят ряд допущений и упрощений, позволяющих выполнять инженерные расчеты с необходимой точностью. В том числе это относится и к выражениям (1) – (4).

Сложность расчетных формул обуславливается зависимостью количества теплоты, отдаваемой водой при испарительном охлаждении, от интенсивности двух процессов – тепло- и массообмена, что требует введения в эти формулы разностей двух параметров (температур и парциальных давлений), изменяющихся по пути движения воды и влажного воздуха в охладителе. Упрощение их достигнуто следующими способами:

- использованием упрощающих предположений в отношении законов изменения основных параметров процесса, т.е. законов изменения температур и парциальных давлений вдоль поверхности охлаждения;
- введением взамен температуры и парциального давления нового параметра для определения «движущей силы» данного процесса.

Атмосферный воздух, используемый для охлаждения циркуляционной воды, всегда содержит некоторое количество водяного пара, т.е. является влажным. Содержащийся в атмосферном воздухе водяной пара находится обычно в перегретом состоянии.

В пределах расчетной области давлений и температур сухой воздух и водяной пар, даже если последний находится в состоянии, близком к насыщению, рассматриваются как идеальные газы.

По закону Дальтона давление влажного воздуха равняется сумме парциальных давлений сухого воздуха p_e и водяного пара p_n :

$$p_B = p_e + p_n,$$

где p_B – давление смеси, которое для условий работы градирен всегда может приниматься равным барометрическому давлению.

Парциальное давление сухого воздуха и пара определяется из известных уравнений состояния Клапейрона:

$$\frac{p_g}{\gamma_g} = R_g T \cdot 10^{-4} \text{ и } \frac{p_n}{\gamma_n} = R_n T \cdot 10^{-4},$$

где R_g и R_n – газовые постоянные для сухого воздуха и пара; γ_g и γ_n – удельные веса сухого воздуха и пара; T – температура, К.

Получено, что при барометрическом давлении парциальное давление пара однозначно определяется влажностью:

$$p_n = \frac{x}{0,622 + x} \cdot p_B. \quad (5)$$

Принимаем, что водяной пар подчиняется законам для идеальных газов, т.е. при данной температуре удельный вес пара пропорционален его парциальному давлению:

$$\frac{\gamma_n}{\gamma_n''} = \frac{p_n}{p_n''},$$

а влажность – это отношение веса водяного пара к весу содержащегося в том же объеме сухого воздуха: $x = \frac{\gamma_n}{\gamma_g}$.

Для элемента поверхности жидкости df удельное количество теплоты, переданной соприкосновением, выражается как

$$q_\alpha = \frac{dQ_\alpha}{df} = \alpha(t_f - \vartheta), \quad (6)$$

а количество испарившейся жидкости как

$$g_u = \frac{dG_u}{df} = \beta_p(p'' - p), \quad (7)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; t_f , ϑ – температура поверхности жидкости и протекающей среды; β_p – коэффициент массоотдачи, p'' , p – парциальные давления пара на поверхности жидкости и в ядре потока.

Коэффициент теплоотдачи α и коэффициент массоотдачи β_p определяются опытным путем на стенде или испытаниями на действующих градирнях.

При испарительном охлаждении указанные процессы являются взаимосвязанными, но общее количество теплоты, отданной при этом жидкостью, условно разделяется на две части и выражается в виде суммы

$$q = q_\alpha + q_\beta = \alpha(t_f - \vartheta) + r\beta_p(p'' - p), \quad (8)$$

где

$$q_\beta = r g_u = r\beta_p(p'' - p) \quad (9)$$

представляет собой количество теплоты, затраченной на испарение жидкости, а r – теплота парообразования.

При неизотермическом процессе испарения, т.е. когда температуры жидкости и газа различны, в лабораторных условиях более правильным является пользование разностью парциальных давлений.

При практических расчетах испарения для g_u может применяться также выражение, включающее в себя вместо разности парциальных давлений пара разность влагосодержаний воздуха. Именно это допущение является наиболее употребительным и, в частности, используется ФГУП НИИ ВОДГЕО.

С учетом выражения (5) парциальные давления пара могут быть записаны следующим образом:

$$p'' = \frac{x''}{0,622 + x''} \cdot p_B \text{ и } p = \frac{x}{0,622 + x} \cdot p_B,$$

где x'' и x – влагосодержания воздуха на поверхности жидкости и в ядре потока; 0,622 – отношение газовых постоянных воздуха и пара (R_g/R_n).

Поскольку величина $\frac{x}{0,622} = 1,61x$ мала по сравнению с единицей, приближенно, но с большой степенью точности принято

$$\frac{x}{0,622 + x} \approx \frac{x}{0,622} \left(1 - \frac{x}{0,622}\right) = 1,61x(1 - 1,61x).$$

Принимая соответственно

$$p'' = 1,61p_B x''(1 - 1,61x''); \quad p = 1,61p_B x(1 - 1,61x)$$

и подставляя эти значения p'' и p в формулу (7), получаем

$$g_u = 1,61 p_B \beta_p (x'' - x) [1 - 1,61(x'' - x)]. \quad (10)$$

Это выражение используется часто в более упрощенном виде. Пренебрегая в формулах для p'' , p значениями x'' и x сравнительно с 0,622, что равноценно приравнению к единице множителя, стоящего в формуле (10) в квадратных скобках, принимают

$$g_u = 1,61 p_B \beta_p (x'' - x) F = \beta_x (x'' - x), \quad (11)$$

где $\beta_x = 1,61 p_B \beta_p = \frac{R_n}{R_g} p_B \beta_p$ – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний.

Поскольку формула (11) является упрощенной, то следует иметь в виду, что если коэффициент β_x не найден непосредственно из опыта для данных условий, а определяется путем пересчета по величине β_p , то упрощение принимаемое при выводе формулы (11) может иногда приводить к значительной погрешности. Это обусловлено тем, что возможные относительно небольшие погрешности при определении p'' , p могут быть большими по отношению к входящей в формулу (7) разности $(p - p)$, которая мала по сравнению с абсолютными значениями парциальных давлений. При одинаковых значениях β_p , g_u по (11) получаются превышающими значения по (10) в $\frac{1}{1 - \Delta_x} \approx 1 + \Delta_x$ раза, или на $100 \Delta_x$ %, где $\Delta_x = 1,61 \times (x'' + x)$.

Для условий охладителей циркуляционной воды величина $100 \Delta_x$ может достигать 15 %, а в некоторых случаях и более высоких значений.

Более точной является формула (10), т.е.

$$g_u = \beta'_x (x'' - x), \quad (12)$$

где $\beta'_x = 1,61 p_B (1 - \Delta_x) \beta_p = (1 - \Delta_x) \beta_x$.

Как видно, в приведенном выводе все рассуждения построены относительно свободной поверхности жидкости, но точное определение свободной поверхности жидкости связано с большими трудностями, поскольку присутствуют процессы раздробления воды на капли, то принято пользоваться объемными коэффициентами тепло- и массоотдачи, т.е. ко-

эффицентами, отнесенными не к единице поверхности жидкости, а к единице активного объема охладителя.

Если в рассматриваемом объеме V свободная поверхность жидкости равна F и средние разности температур, парциальных давлений и влагосодержаний составляют соответственно $(t_f - \vartheta)_{cp}$, $(p'' - p)_{cp}$ и $(x'' - x)_{cp}$, тогда, имея в виду постоянные или средние по поверхности F или объему V коэффициенты тепло- и массоотдачи, уравнения для полных количеств переданной соприкосновением теплоты и испарившейся жидкости можно записать так:

$$Q_\alpha = \alpha(t_f - \vartheta)_{cp} F = \alpha_\vartheta(t_f - \vartheta)_{cp} V, \quad (13)$$

$$G_u = \beta_p(p'' - p)_{cp} F = \beta_{pv}(p'' - p)_{cp} V, \quad (14)$$

или

$$G_u = \beta_p(x'' - x)_{cp} F = \beta_{pv}(x'' - x)_{cp} V, \quad (14a)$$

где имеем $\alpha_\vartheta = \frac{\alpha F}{V}$ – объемный коэффициент теплоотдачи; $\beta_{pv} = \frac{\beta_p F}{V}$ – объемный коэффициент массоотдачи от разности парциальных давлений; $\beta_{xv} = \frac{\beta_x F}{V}$ – объемный коэффициент массоотдачи от разности влагосодержания воздуха.

Пользуясь формулами (6) и (7) или их видоизменениями, необходимо учитывать, что влияние всех факторов, сказывающихся на интенсивности рассматриваемых процессов, за исключением влияния только их движущей силы или разности потенциалов (разности температур и парциальных давлений), находит при этом отражение в численных значениях коэффициентов α и β .

Из вышесказанного следует, что оба коэффициента зависят от физических свойств и скорости протекающей среды, конфигурации, размеров и состояния омываемой ею поверхности и т.д. Это как раз ограничивает возможности перенесения опытных данных, полученных при одних условиях, на те же или аналогичные процессы, протекающие при других условиях. Именно это и имелось в виду в предупреждении, приведенном в [4], и касается всех исследований, проводимых как в одном институте, так и в разных.

Перенесение опытных данных является закономерным только при соблюдении требований, устанавливаемых теорией подобия. Однако это условие не выполняется.

Однако, вопреки продемонстрированным положениям теории, часто можно слышать заявления представителей ФГУП НИИ ВОДГЕО и ВНИИГ им. Веденеева о совпадении результатов исследований одной конструкции, полученных на разных стендах, в различных условиях, не отвечающих теории подобия. Негативное влияние выдаваемых таких результатов подтверждается на действующих градирнях.

Второй путь упрощения расчетных зависимостей связан с введением взамен температуры и парциального давления нового параметра. Использование этого приема оказалось возможным благодаря установлению определенного соотношения между коэффициентами тепло- и массоотдачи. Это позволило представить количество теплоты, отдаваемой водой при испарительном охлаждении, в виде простой зависимости от разности энтальпий влажного воздуха. Для элемента поверхности df

$$dQ = \alpha(t_f - \vartheta)df h''_n \cdot dG_{эс} . \quad (15)$$

Воспользуемся для определения количества испарившейся жидкости выражением

$$dG_{эс} = \beta_x(x'' - x)df . \quad (16)$$

Заменяя соответственно $dG_{эс}$ в уравнении (15) и принимая во внимание соотношение $\alpha/\beta_x = c_{эм}$, получаем

$$dQ = \left[\alpha(t_f - \vartheta) + i''_n(x'' - x) \right] df = \beta_x \left[c_{эл}(t_f - \vartheta) + i''_n(x'' - x) \right] df . \quad (17)$$

Подставляя сюда $c_{эл} = c_в + c_n \cdot x$ и $h''_n \approx r + c_n \cdot t_f$, одновременно учитывая, что $h'' = c_в \cdot t_f + (r + c_n \cdot t_f)x''$; $h = c_в \cdot \vartheta + (r + c_n \cdot \rho)x$, после простых преобразований получим из (17)

$$dQ = \beta_x(h'' - h)df , \quad (18)$$

где $h'' = \Phi(t)$ – энтальпия насыщенного влажного воздуха у поверхности жидкости, ккал/кг; $h'' = \Phi(\vartheta; x)$ – энтальпия основной массы влажного воздуха.

В интегральной форме это равенство может быть представлено следующим образом:

$$Q = \beta_x \int_0^F (h'' - h)df = \beta_x \cdot \Delta h_{ср} \cdot F , \quad (19)$$

– уравнение Меркеля, где Δh_{cp} – средняя разность энтальпий воздуха, ккал/кг.

Используя уравнение (19), полученное впервые Меркелем, можно привести метод расчета испарительного охлаждения к виду, не отличающемуся от обычного метода расчета теплопередачи.

Используя известное равенство $\beta_p(p'' - p)_{cp} F = G_g \cdot (x_2 - x_1)$ и (19), получим

$$Q = \frac{1}{K} \cdot G_{жс} \cdot \Delta t = G_g (h_2 - h_1) = \beta_x \cdot \Delta h_{cp} \cdot F, \quad (20)$$

где K – поправочный коэффициент, определяющийся формулой

$$K = 1 - \frac{x_2 - x}{h_2 - h_1} t_2 = 1 - \frac{t_2}{r(1 + \varepsilon)},$$

где $\varepsilon = \frac{Q_\alpha}{Q_\beta} = \frac{1}{r} \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} - 1$, при расчете градиен данным отношением

можно пренебречь из-за малого влияния теплоты, передаваемой воздуху конвекцией и теплопроводностью, тогда

$$K = 1 - \frac{c_{жс} t_2}{r},$$

а после выполнения ряда преобразований

$$K = \frac{c_{жс} (t_1 - t_2)}{\Delta h_{cp}}.$$

Аналогично для элемента поверхности df , принимая с достаточной точностью $K = \text{const}$, можем написать:

$$Q = \frac{1}{K} \cdot G_{жс} \cdot dt = G_g \cdot dh = \beta_x (h'' - h) df. \quad (21)$$

Отсюда

$$F = \frac{G_g}{\beta_x} \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h'' - h} = \frac{G_g}{\beta_x} \cdot H. \quad (22)$$

Из (20) и (22) следует:

$$\Delta h_{cp} = \frac{G_{жс} \Delta t}{K G_g H} = \frac{\Delta t}{K \lambda H}, \quad (23)$$

$$\text{где } H = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h'' - h} \text{ и } \lambda = \frac{G_6}{G_{жс}}.$$

Приведенные рассуждения показывают механизм получения расчетных формул с использованием некоторых упрощений, принятых в теории расчетов гидроохладителей. Из вышесказанного следует, что точность получаемых результатов в большей степени зависит от совершенства стендов, на которых проводятся исследования, однообразия условий их проведения и соблюдения теории подобия.

4. Нелогичными и противоречивыми представляется высказывание «...*Последнее обстоятельство может дать повод предположить, что значение коэффициента A не зависит от высоты оросителя...*» и «*формула (9) $A_1 = A(H/H_1)^{1/2}$* », являющаяся формулой пересчета A в зависимости от изменения высоты.

Кроме того, высказывание авторов «...*к сожалению, некоторые отечественные исследователи стали принимать значение m (или n) независимо от конструкции оросителя при обработке опытов априори равным 0,6, что, исходя из сказанного выше, в корне неверно*» не согласуется с их редакцией гл. 2 пособия к СНиП 2.04.02-84 [7], где сказано «...*показатель степени m , как правило, применяется в пределах от 0,35 до 0,8, поэтому при построении графиков его принимают 0,6...*».

В том же пособии к СНиП 2.04.02-84 формула пересчета коэффициента A выглядит иначе и представлена в виде степенной функции в степени 0,75.

$$A_{расч} = A_{ном} (h_{рас}/h_{ном})^{0,75}.$$

Но если в литературе, например в [3], приводятся формулы пересчета коэффициента A для однородной конструкции высотой, отличной от испытанной, то для коэффициентов m , ζ_k и $k_{ор}$ формулы пересчета не приводятся, вместо них даются формулировки «...*Далее по формулам, аналогичным (10), находят значения m_k , ζ_k и $k_{ор}$ комбинированного оросителя. Более подробно расчет значений характеристик комбинированного оросителя представлен в работе [3]*». Аналогия в данном случае не выполнима, потому что для расчетов по формуле (10) необходимо выполнить преобразования коэффициентов m , ζ_k и $k_{ор}$ к рассчитываемой высоте. Использовать для этого вид (9) не логично, поскольку, например, ζ имеет линейную зависимость

в отличие от A и т. д. Самим авторам известно, что в [3], к которому они отсылают, также отсутствуют необходимые разъяснения и примеры. Ни в технической литературе, ни в известных публикациях ФГУП НИИ ВОДГЕО не приводятся формулы пересчета для однородной и комбинированной конструкции данных коэффициентов в зависимости от изменения высоты оросителя.

Из текста «Формула (9) действительна только для оросителей с однородной структурой по высоте. В том случае, если структура по высоте неоднородна, например, у комбинированных оросителей, пересчет A на A_1 усложняется...» авторами не уточняется механизм решения усложненной задачи. Пересчет для комбинированного оросителя, приведенный в [3], производится по той же формуле $A_1 = A(H/H_1)^{1/2}$, с той лишь разницей, что при определении A_1 каждой конструкции, составляющей комбинацию, в данной формуле в знаменателе вместо H_1 стоит H_k , т.е. высота комбинированного оросителя. Таким образом, в прикорневой части уравнения записано отношение высоты однородной конструкции к неоднородной, что противоречит логике и утверждениям авторов [3] и рассматриваемой статье.

Пример пересчета комбинированного оросителя из ПР-50 и асбестоцементного оросителя, приведенный в [3] на с. 169 – 173 (вариант 1), не только нарушает теоретические основы самих авторов, но и дает неправильный результат в сравнении с пересчетом, выполненным с соблюдением условий пересчета для однородной конструкции, имеет существенные отличия (вариант 2).

Расчет комбинированного оросителя – асбестоцементного листового и призмы ПР-50:

$A_l = 0,479$ 1/м – для асбестоцементного высотой 2, 4 м;

$A_n = 0,971$ 1/м – для призмы ПР-50 высотой 1,0 м.

1. Вариант расчета по методике НИИ ВОДГЕО для комбинированного оросителя: (не соответствует теории пересчета A , к пересчету комбинированного оросителя применена формула для однородной конструкции)	2. Вариант пересчета коэффициента A для разной высоты однородного оросителя по методике НИИ ВОДГЕО, примененный для каждой конструкции комбинированного оросителя
$A'_l = A_l \sqrt{(h_l/h_k)} = 0,479 \cdot \sqrt{(2,4/1,7)} = 0,569, 1/м;$	$A'_l = A_l \sqrt{(h_l/h_k)} = 0,4 \cdot \sqrt{(2,4/1,2)} = 0,677, 1/м;$
$A'_n = A_n \sqrt{(h_n/h_k)} = 0,971 \cdot \sqrt{(1/1,7)} = 0,745, 1/м;$	$A'_n = A_n \sqrt{(h_n/h_k)} = 0,971 \sqrt{(1/0,5)} = 1,373, 1/м;$
$A_k = (h_{l,k} A'_l + h_{n,k} A'_n) / h_k = (1,2 \cdot 0,569 + 0,5 \cdot 0,745) / 1,7 = 0,621, 1/м;$	$A_k = (h_{l,k} A'_l + h_{n,k} A'_n) / h_k = (1,2 \cdot 0,677 + 0,5 \cdot 1,373) / 1,7 = 0,881, 1/м.$

Совершенно очевидно, что предлагаемый способ пересчета коэффициента A (вариант 1) не верный, а у авторов отсутствует представление механизма пересчета не только коэффициента A , но и коэффициентов m , ζ_k и k_{op} , что делает бессмысленными последующие рассуждения и расчеты по рассматриваемым в статье формулам, а результаты вычислений дают заведомо неверный результат. Соответственно не является объективным утверждение «...Формулы (9) и (10) отражают обобщенные зависимости входящих в них показателей, поэтому для конкретных конструкций могут быть определены различные отклонения, как правило, незначительные...».

Отсюда и на основании вышеизложенного теряют всякий смысл рассуждения авторов о точности выполнения расчетов, включая применение четырехточечного численного метода П.Л. Чебышева в интеграле числа Меркеля. Что касается существующих 10 различных способов определения разности энтальпий, приведенных в [5], то из них наиболее точным является способ численного интегрирования, предложенный Г. Джанибековым. Относительно этого способа погрешность по методу Л.Д. Бермана не превышает 3 – 3,5 %. Полный расчет градирен по методу Л.Д. Бермана является самым распространенным. Из [5] следует, что, «...учитывая условность некоторых основных положений, принятых при выводе уравнений..., такую степень точности можно признать практически приемлемой для расчета градирен. Следует отметить, что в основном только по методу 1 (метод Бермана) в отечественной и мировой практике (США, Англия, ФРГ и другие страны) рассчитываются вентиляторные, а также башенные градирни...»

Зависимости и коэффициенты A и m , получаемые в ФГУП НИИ ВОДГЕО, и A_0 и n – во ВНИИГ им. Веденева, по вышеназванным причинам не имеют соотношения между собой и в конечном итоге дают не согласующиеся и противоречивые результаты, полученные даже в одном институте. Ситуация эта не нова. Еще в 1963 г. ведущий специалист ВНИИГ им. Веденева Е.А. Сухов предупреждал на совещании по гидротехнике в г. Львов: «...Обращаясь к вопросам точности исследований и методики их проведения, следует обратить внимание на то обстоятельство, что лабораторные аэротермические исследования проводятся различными организациями на различных установках и по отличным друг от друга методам. Полученные результаты вследствие этого являются неоднозначными и могут привести к не согласующимся выводам». К сожалению, и в настоящее время ситуация не изменилась.

Она остается острой в условиях, когда утеряны полигоны с градирами в исследовательских институтах (ВНИИГ, ВОДГЕО), когда уменьшается количество опытных научных кадров.

Результаты лабораторных исследований на примитивных стендах получаются в еще более не единообразных условиях, чем те, о которых говорил Е.А. Сухов. Не проверяются балансowymi испытаниями в натуральных условиях (как это требуется в соответствии с ВСН 25-80), а публикации в литературе и рекламных проспектах не проверенных и не подтвержденных параметров в последствии и приводят к принятию неэффективных решений, росту ограничений мощности, снижению надежности оборудования.

Натурные балансые испытания постепенно подменяют сомнительного характера данными лабораторных исследований, не имеющих взаимосвязи не только с работой конкретной градирни, но и с работой электростанции. Например, оценку оросителей градирен и сравнение их между собой производят в основном по коэффициенту A , не только не являющемуся физической величиной, но и имеющему разную смысловую нагрузку в оценочных формулах НИИ.

Следует отметить, что в ВНИИГ им. Веденеева обозначения коэффициентов вида A и n также используются в числе испарения $K_{pv} = A \cdot \lambda^n$.

В разных публикациях для одних и тех же конструкций используют коэффициенты A с разными индексами и разными числовыми значениями, без поясняющих формул и условий их получения, что еще больше запутывает их прочтение и делает невозможным их применение.

Публикуемые в технической литературе работы ФГУП НИИ ВОДГЕО, как правило, не содержат полноты информации, необходимой для восприятия и анализа, а выбор конструкций или направления развития конструирования оросителей по показываемым коэффициентам практически не возможен.

Напомним, что испарительный процесс в градирне описывается совместным решением системы уравнений:

- теплового баланса градирни

$$(W(t_1 - t_2) + W_u t_2) c_{жс} = G_6(h_2 - h_1),$$

где левая часть представляет собой количество теплоты, отдаваемой водой, а правая – количество теплоты, воспринятой воздухом;

- силы тяги \dot{Z}

$$H_6(\gamma_1 - \gamma_2) = \zeta (\omega^2 \gamma_{cp} / 2g);$$

- коэффициента сопротивления градири

$$\zeta = H_0(\gamma_1 - \gamma_2) 2g / \omega^2 \gamma_{cp}.$$

Отсюда формула коэффициента массоотдачи имеет следующий вид:

$$\beta_{xv} = \omega \Delta t / K \Delta h_{cp} V.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_v = G_0 C_{ст}(\theta_2 - \theta_1) / (t - \theta)_{cp} V.$$

Основные параметры, входящие в уравнения, получают путем измерений во время проведения балансовых испытаний.

Балансовые испытания призваны оценивать качество полученных лабораторных данных.

Тем не менее указанные выше НИИ считают достаточным иметь только данные лабораторных исследований, которые в основном сводятся к нахождению коэффициента A . Естественно, такой подход не позволяет выполнить необходимые теплотехнические расчеты и качественную оценку, т.к. не учитывает влияние множества факторов, определяющих технологические возможности оросителя. В своих отчетах, в таблицах коэффициентов ФГУП НИИ ВОДГЕО, в [3] приводится также произведение AxH , что, по мнению авторов, является качественной оценкой, равно как и коэффициент A , это несовместимо и противоречиво по определению, поскольку A по определению является объемной характеристикой оросителя конкретной (номинальной) высоты, заданного объема и конструктивного исполнения. Произведение AxH изменяет размерность [$\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] и искажает физический смысл объемного коэффициента массоотдачи β_{xv} .

Противоречивость и нелогичность результатов лабораторных исследований присутствуют во многих публикациях, в частности в публикациях журнала № 11 «Электрические станции» за 1996 г. (автор В.С. Пономаренко), и в НРЭ № 2 за 2004 г. (авторы Р.Е. Гельфанд, Б.Л. Свердлин, В.И. Шишов).

Результаты лабораторных испытаний являются основным содержанием рекламной продукции фирм и производителей.

Наличие существенных расхождений в результатах лабораторных исследований определяется низким качеством проведения таких исследований как на одной и той же установке, так и на разных, принадлежащих разным институтам, плохим состоянием и недостаточной технической оснащенностью опытных стендов, нежеланием или невозможностью

НИИ вносить коррективы в механизм проведения исследований и выполнения расчетов. На это обращали внимание в своих публикациях О.В. Кикиш, В.И. Горбенко, Е.А. Сухов.

Как отмечено в [5], «...исследования градирен в натуре дают более надежные результаты *A* и т...». Обязательным является соблюдение условий технического регламента и методики проведения испытаний, наличия соответствующего приборного парка и квалифицированных специалистов. Несоблюдение одного из условий может существенно исказить действительно получаемый результат и быть неправильно использовано в работе другими организациями.

Выводы

1. Отдельные публикации в технической литературе и построенная на их основе рекламная информация большинства производителей и поставщиков не только не дают ответов на возникающие вопросы, но и еще больше запутывают инженерно-технических работников, часто содержат недостоверную и неподтвержденную натурными балансowymi испытаниями информацию. Очевидным является наличие серьезных проблем в технической оснащенности и кадровом составе лабораторий отраслевых институтов. Это отрицательно сказывается на общем уровне подготовки специалистов, исследующих, проектирующих и эксплуатирующих градири.

2. Лабораторные азротермические исследования оросителей проводятся НИИ на различных стендовых установках, по отличным друг от друга методикам и с большими нарушениями условий по проведению научных исследований. Полученные результаты неоднозначны, что не позволяет выполнить сравнение различных типов оросителей.

Рассчитанные по данным стендовых испытаний числовые значения коэффициентов оросителей имеют существенные отличия по сравнению с коэффициентами этих же оросителей, полученных по результатам испытаний в натуральных условиях.

3. Научно-исследовательскими институтами не выполняются требования приказов РАО, распорядительных и нормативных документов. Например, в соответствии с «Указаниями по нормированию показателей работы гидроохладителей в энергетике» «...нормативные характеристики гидроохладителей, как и других теплообменных установок электростанций, должны основываться на обобщении результатов их натуральных испытаний». В последние годы НИИ нарушают «Указания...», не строят нормативные характеристики по результатам своих исследований. Результаты исследований без натуральных данных представляются

в виде, не позволяющем инженерному эксплуатационному персоналу оценить превосходство или недостатки тех или иных конструкций.

4. Наиболее ясное и полное физическое представление о технологических возможностях оросителей, при всех равных прочих условиях, можно получить по сравнению температуры охлажденной воды. Любые другие коэффициенты, не входящие в систему уравнений теплового баланса и аэродинамического сопротивления, в определенной степени являются их производными и представляют больше научный интерес и могут использоваться для первого приближенного анализа.

5. Проверку полученных научных данных должны осуществлять специализированные экспертные организации, например, такие как ОАО «Фирма ОРГРЭС», имеющие традиции, опыт и, что немаловажно, квалифицированные кадры и современные диагностические комплексы. ОАО «Фирма ОРГРЭС» приказами РАО ЕЭС №№ 229, 260 утверждена как экспертная организация.

Проверка заключается в проведении балансовых испытаний действующих градирен, причем баланс определяет в первую очередь правильность выполненной работы, достоверность полученного результата и характеристики оросителя. Качественная оценка достоверного результата при всех равных прочих условиях и в зависимости от решаемой задачи должна производиться по температуре охлажденной воды по нескольким критериям:

- удовлетворению требований ТУ эксплуатации основного оборудования электростанций;
- сравнению с разными типами градирен на одном объекте;
- сравнению с результатами испытаний до реконструкции;
- сравнению с нормативной характеристикой реконструируемой градирни;
- сравнению с теоретическим пределом охлаждения и т.д.

Порядок оценки и принятия решений по применению конструкций градирен в системах технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций регламентирован инструкцией Минэнерго (ВСН 25-80). На основании полученных результатов испытания головных образцов градирни производится оценка эффективности примененных оросителя, водораспределительной системы и водоуловителя.

6. В настоящее время на основании документов, выдаваемых НИИ, в градирнях электростанций и других промышленных предприятий установлен весь спектр производимых полимерных оросителей. Необходимо выполнить балансовые испытания и удостовериться в качестве выполненных рекомендаций и влиянии их на технико-экономические показатели работы предприятий.

7. В целях подтверждения заявленного поставщиком оросителя результата необходимо проведение гидравлических и тепловых испытаний градирен как до проведения реконструкции, так и после нее.

Библиографический список

1. **Указания** по нормированию работы гидроохладителей в энергетике. – М.: СПО «Союзтехэнерго», 1981.
2. **Типовая** инструкция по эксплуатации башенных градирен.
3. **Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И.** Градири промышленных и энергетических предприятий: Справ. пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1998.
4. **Берман Л.Д.** Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.: Госэнергоиздат, 1957.
5. **Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С.** Вентиляторные градирни. – М.: Стройиздат, 1976.
6. **Инструкция** по натурным испытаниям и исследованиям башенных градирен большой производительности. ВСН 25-80. – Л., 1982.
7. **Пособие** по проектированию градирен к СниП 2.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения» / ВНИИВОДГЕО Госстроя СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989.

УДК 621.311.22.019.3.001.18

Живучесть турбин Костромской ГРЭС: совершенствование системы средств измерения температуры пара в наиболее ответственных зонах

В.Е. Назаров, инж.

Краткая характеристика проблемы. Актуальность проблемы достоверности, надежности и воспроизводимости результатов измерения температуры пара в наиболее ответственных, повреждаемых, зонах роторов высокого, среднего и низкого давления (в РВД это – зона промежуточного уплотнения и камеры регулирующей ступени, КРС; в РСД – паровпуска; в РНД – последних ступеней) определена следующими основными факторами:

- изменение t_{KPC} в существенной мере определяет живучесть ротора высокого давления (РВД), являющегося одним из наиболее ответственных элементов энергоблоков СКД;

- штатные измерения t_{KPC} свыше 10 лет уже не действуют на ряде ТЭС, в т.ч. и на Костромской ГРЭС (КГРЭС);

- трудность решения проблемы определена в основном необходимостью обеспечения живучести термопары, проходящей через внутренний и наружный корпуса ЦВД в зонах максимальных температур. За последние почти 30 лет надежного решения этой проблемы для штатных измерений получено не было;

- действующие в отрасли нормативы, в т.ч. РД 153-34.0-20.585-00 (с. 30, прил. 1), требуют обязательного использования показаний t_{KPC} [1].

Структура и модели решения.

1. Краевые условия.

Исследование является частью решения проблемы создания и совершенствования системы обеспечения живучести турбин № 1–9 КГРЭС до 80 – 90 лет.

2. Структура.

Систематизация фундаментальных исследований, выполненных почти 20 лет тому назад по проблеме ведущими организациями отрасли, в основном ВТИ, ОРГРЭС и ЦКТИ. Внесение необходимых дополнений и усовершенствований.

3. Анализы и экспертиза схемно-конструктивных решений по организации измерений t_{KPC} .

4. Расчетно-численное моделирование для решения задач нестационарной теплопроводности, упругости, пластичности и определения накопленного повреждения.

5. Создание расчетно-экспериментальной методики, позволяющей учитывать погрешности расчетно-численных решений и штатного измерения t_{KPC} при определении допустимого срока службы РВД, ЦВД и турбины в целом.

Предыстория. Экспериментальные исследования закономерностей, характеризующих соотношения температуры свежего пара (t_o) и t_{KPC} , выполнены в основном ВТИ на ряде ТЭС. Наиболее масштабно они были осуществлены с 1970 по 1980 гг. на КГРЭС.

Измерительная система, выполненная на этих объектах, предусматривала измерение температуры термопарами как на поверхности, так и во внутренних точках цилиндров. При этом для режимов пуска из основных

тепловых состояний (холодного, неостывшего, горячего), стационарного режима работы, расхолаживания и остывания получены соотношения t_0 и $t_{КРС}$, необходимые для определения живучести корпусов ЦВД. Кроме того, в процессе этих испытаний отработана методика повышения живучести и достоверности средств измерений температур пара в турбинах.

Основные меры по обеспечению достоверности и живучести средств измерения температур пара. При использовании методики термометрирования деталей, омываемых средой с максимальной температурой не более 560 °С (термопары типа хромель-алюмель диаметром 0,5 – 0,7 мм в изоляции из кремнеземистой нити, пропитанные термостойким лаком), погрешность измерений не превышает 5 – 7 °С, при использовании индивидуальной тарировки – 5 °С. Для обеспечения точности измерения температуры среды, омывающей характерные зоны ротора, разработана, испытана и внедрена специальная конструкция паровой гильзы (рис. 1, а). При этом существенно (в 2 раза) уменьшены диаметр и толщина стенки гильзы по сравнению с обычно используемой при подобных исследованиях (рис. 1, б).

Броню, надежно защищающую термопары от повреждений, приваривают аустенитными электродами ЦТ-28 или ЭА-395/9 к наружной поверхности корпуса на всем протяжении трассы жгутов. Длительная (в течение двух-трех лет) работа большинства (95 % и более) исследовательских термопар (а их было более тысячи) подтверждает надежность и эффективность разработанной методики и технологии. Точность измерений контролировалась в процессе испытаний дублированием термопар, периодическим сравнением характерных стационарных значений температур, анализом показаний термопар, измеряющих температуры пара и металла при нестационарных режимах в характерных зонах цилиндров.

Сведения о законах изменения температур сред, омывающих наиболее ответственные зоны РВД, необходимы для расчета термонапряженного состояния этих зон, определения их долговечности и относительных расширений. Отсутствие этих сведений приводит к увеличению коэффициентов запаса и использованию упрощенных расчетных методик, хотя при этом, как правило, делают довольно консервативные допущения, которые в ряде случаев не обеспечивают требуемой долговечности наиболее ответственных деталей энергооборудования.

Влияние погрешностей в задании температур сред сказывается на величинах напряжений и суммарной относительной повреждаемости роторов в значительно большей степени, чем погрешности в задании коэффициентов теплоотдачи. Отсутствие указанных сведений определялось в основном

трудностью надежной установки в условиях монтажа или капитального ремонта турбины сложной оснастки в труднодоступных местах проточной части: диафрагменных, концевых и промежуточном уплотнениях (рис. 1, а–д), на лопатках диафрагм (рис. 1, е) и т. д. В большинстве случаев, когда такую оснастку удалось установить, она выходила из строя в первые месяцы экспериментального исследования.

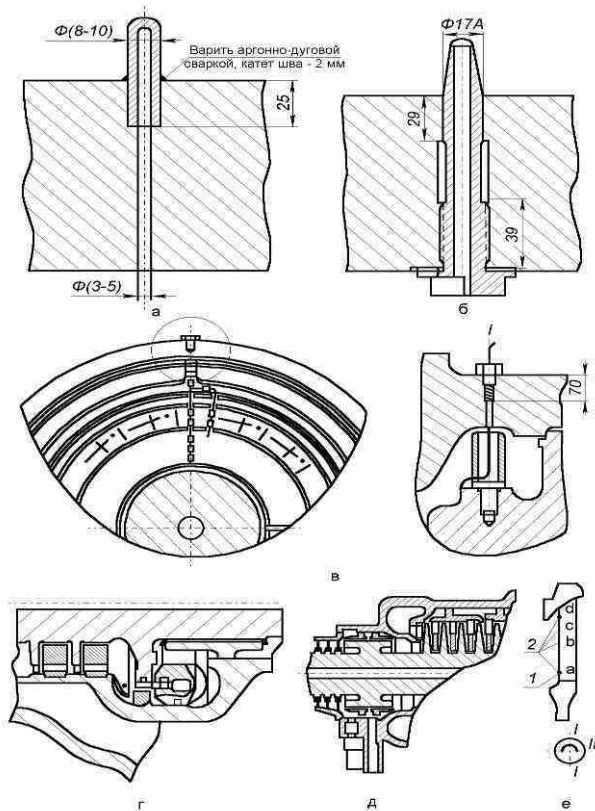


Рис. 1. Конструктивные решения для увеличения достоверности и живучести средств измерения температуры пара, омывающего РВД в наиболее опасных зонах: а – малоинерционный вариант гильзы; б – чрезмерно инерционный, аналогичный штатному, вариант гильзы; в – е – конструктивные решения по выводу и креплению термомпар в труднодоступных зонах проточной части турбин СКД

Разработанные во ВТИ совместно с Костромской ГРЭС конструктивные и технологические решения обеспечивают длительную (два года и более), надежную работу малоинерционных термопар для измерения температуры пара в проточной части турбины при нестационарных режимах.

На нескольких турбинах КГРЭС в процессе монтажа и капитальных ремонтов было установлено более сорока малоинерционных термопар, измерявших температуры пара в проточной части ЦВД, ЦСД и ЦНД.

Особенности конструкции и технологии установки измерительной оснастки. На всех поверхностях, омываемых паром, термопары и опоры, с помощью которых крепятся термопары, устанавливали заподлицо с поверхностью детали. Опоры изготавливали из полосовой стали толщиной 1 мм того же состава, что и основная деталь. Их крепление к поверхности детали осуществляли сваркой, что обеспечивало надежность крепления при малом катете шва (2 мм) и расстоянии между опорами 60 – 100 мм.

При выполнении большого объема измерений в проточной части мощной турбины необходимо четко согласовать выполнение операций по установке системы измерений с операциями монтажа и ремонта турбины. Особенно важно сократить до минимума время, затрачиваемое на окончательную установку оснастки при закрытии цилиндров турбины. Процесс закрытия цилиндров должен идти непрерывно. При типовом объеме ремонта закрытие двустенного ЦВД может продолжаться до двух смен. В этих условиях задержки с установкой системы измерений, как правило, приводят к потере соответствующей информации.

На основании опыта проведения большого числа измерений в проточной части трех турбин можно рекомендовать следующую технологическую последовательность операций.

После выполнения всех подготовительных работ проводят контрольную сборку системы. Эту операцию совмещают с контрольной сборкой проточной части турбины и заполнением «формуляров зазоров после ремонта». Во избежание повреждения термопар контрольную сборку проводят, укладывая по трассе проволоку соответствующего диаметра. При этом опоры привариваются только с одной стороны.

Важным решением, существенно сокращающим время на критическом пути работ по закрытию цилиндров, является установка основного объема термопар в нижней половине цилиндра и их вывод через нижнюю половину корпуса.

Окончательную установку термопар и приварку их опор с другой стороны проводят на нижних половинах диафрагм и обойм вне цилиндра,

после окончательной установки диафрагм в обоймы. В это же время выполняют операции по набивке, затяжке и закреплению сальников, закреплению сальниковых буск во всех зонах прохода выводов термопар через обоймы концевых и промежуточных уплотнений и обоймы диафрагм. Одновременно технологи (монтажники, ремонтники) сдают цилиндр на чистоту поверхности представителям ТЭС и завода.

После укладки нижних половин диафрагм и обойм в цилиндр выполняют операции по креплению термопар в цилиндре и выводу проводов через нижнюю половину цилиндра.

Длительность этих операций 20 – 40 мин. В это время технологи проводят все операции по укладке ротора.

Кроме термопар, устанавливаемых на лопатках диафрагм, в концевых и диафрагменных уплотнениях значительное их число устанавливалось в паровых гильзах (рис. 1) для измерения температур сред, омывающих корпуса ЦВД и ЦСД.

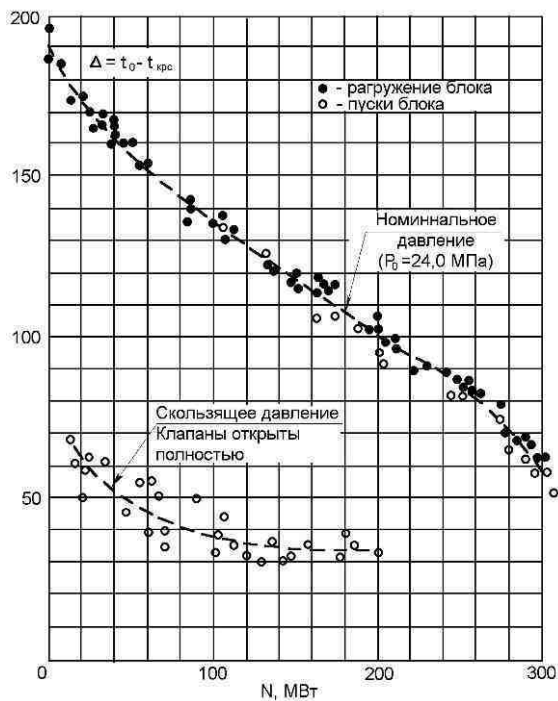


Рис. 2. Феноменологическое обобщение для турбин ТЭС давлением 24 МПа, характеризующее связь между $\Delta = t_o - t_{крс}$ и электрической нагрузкой

В отличие от применявшихся ранее конструкций паровых гильз (см. рис. 1, б) усовершенствованная конструкция (см. рис. 1, а) проста в изготовлении и установке, а также отличается высокой надежностью, малой инерционностью и может быть рекомендована для установки в клапанах, цилиндрах и трубопроводах при давлении до 24 МПа и температуре до 540 °С.

Результаты использования описанных конструктивных, технологических и схемных решений применяются для выявления закономерностей, позволяющих выполнять расчетно-численное моделирование изменений температурного, напряженного состояний РВД и РСД, а также накопленного повреждения от воздействия нестационарных режимов. Так, необходимая закономерность для ЦВД турбин СКД, характеризующая связь между разностью температур (Δ) свежего пара (t_0) и $t_{КРС}$, как функция электрической нагрузки (N), приведена на рис. 2.

Кроме того, для учета изменения температуры пара в регулирующих клапанах № 1 и 2, наиболее существенных на начальных этапах пуска, получена эмпирическая модель, представленная на рис. 3.

Закономерности, характеризующие температурные процессы в зоне паровпуска РСД, представлены на рис. 4.

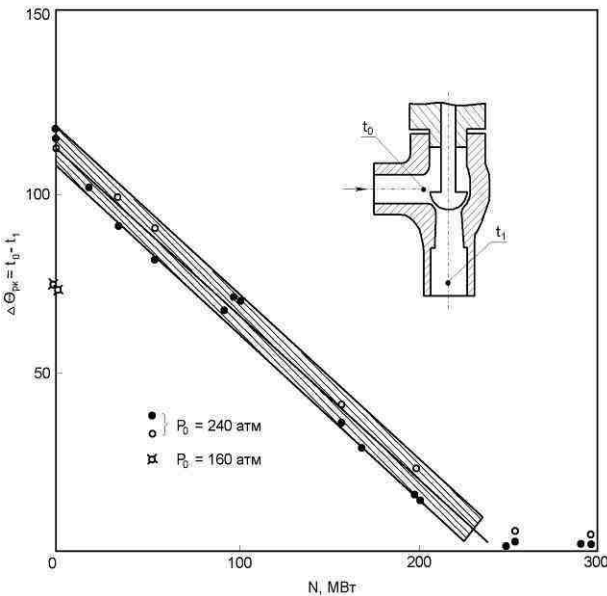
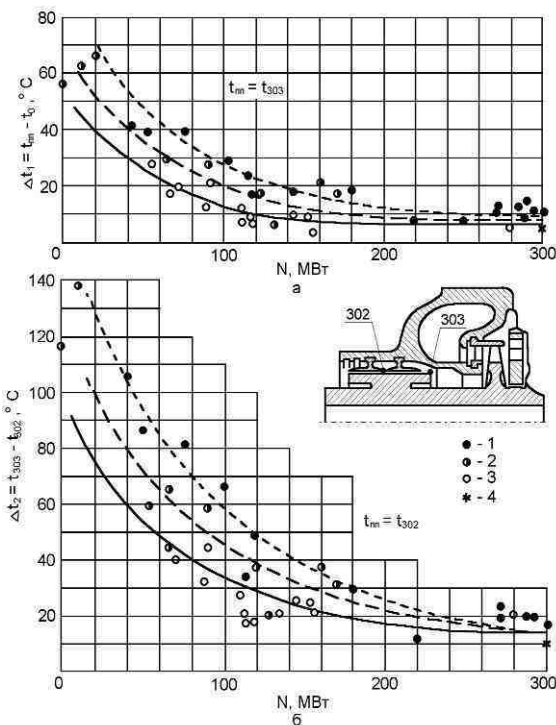


Рис. 3. Снижение температуры пара $\Delta\Theta_{рж}$ в регулирующих клапанах № 1 и 2 турбин К-300-240 ЛМЗ

Рис. 4. Соотношение температур пара в переднем концевом уплотнении ЦСД при пусках:

а – между температурой пара горячего промпрегрева на входе в ЦСД (t_{m1}) и температурой на входе в переднее концевое уплотнение (думис) (t_{303}); б – разность температур пара на входе в первую обойму переднего концевое уплотнения ЦСД (t_{303}) и выходе из нее (t_{302}) ($\Delta t_2 = t_{303} - t_{302}$); t_{m1} – температура пара перед ЦСД (среднее значение температуры пара, измеряемое в обоих защитных клапанах); 1 – пуск из холодного состояния; 2 – пуск после 52 ч простоя; 3 – пуск после 38 ч простоя; 4 – пуск из горячего состояния после 12 ч простоя



Конструктивные решения. В 2002 и 2003 гг. на турбинах 300 МВт № 3 и 4 КГРЭС осуществлены попытки восстановления измерений t_{KPC} в соответствии с конструктивным решением, приведенным на рис. 5.

При этом конструктивное решение в зоне смя термопары КТХА (королька), выполненной из бронированного кабеля КТМС $\varnothing 3$ мм, представлено на рис. 6.

Принципиально важно, что инерционные характеристики такой гильзы, имеющей толщину стенки в зоне смя термопары 8 мм, нельзя признать удовлетворительными. Этот недостаток должен проявляться в наибольшей мере при нестационарных режимах типа «тепловой удар» на начальных этапах пуска, при малых нагрузках. Приведенные далее результаты расчетно-численного моделирования подтвердили сформулированный здесь экспертный вывод.

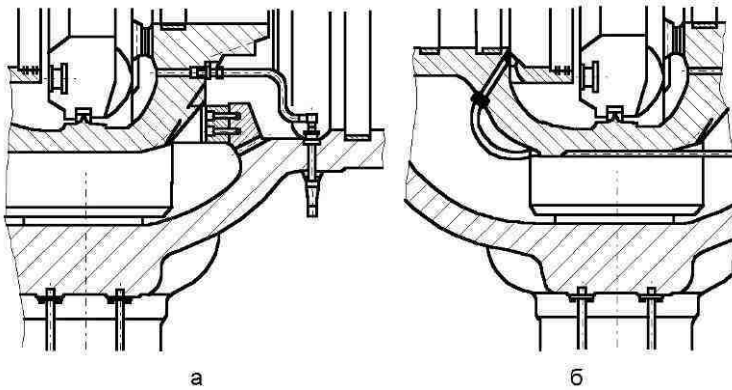


Рис. 5. Конструктивное и схемно-технологическое решение по прокладке термопарного кабеля через внутренний и наружный корпуса ЦВД с помощью хромель-алюмелевой термопары КТХА, бронированной, размещенной в защитной гильзе и трубке толщиной 2,5 мм: а – решение для ЦВД турбины № 3 КГРЭС; б – решение для турбины № 4 КГРЭС

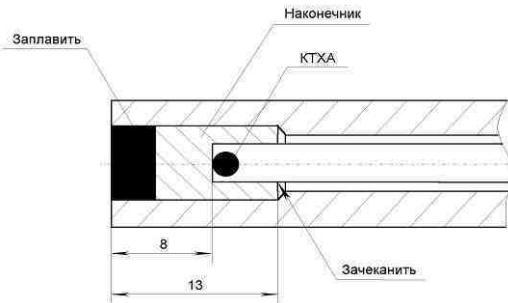


Рис. 6. Конструктивное решение для ЦВД турбин № 3 и 4 КГРЭС по установке термопары КТХА. Основной критерий инерционности – толщина гильзы 8 мм

Учет этого результата позволил получить более перспективное схемно-конструктивное решение, представленное на рис. 7. Здесь реализован принцип минимизации несоответствия между толщиной стенки тех участков термопарной гильзы, которые в наибольшей мере влияют на погрешность измерений температуры пара. Схемно-конструктивное решение, представленное на рис. 7, реализовано на турбине № 7 в процессе капитального ремонта в 2003 г.

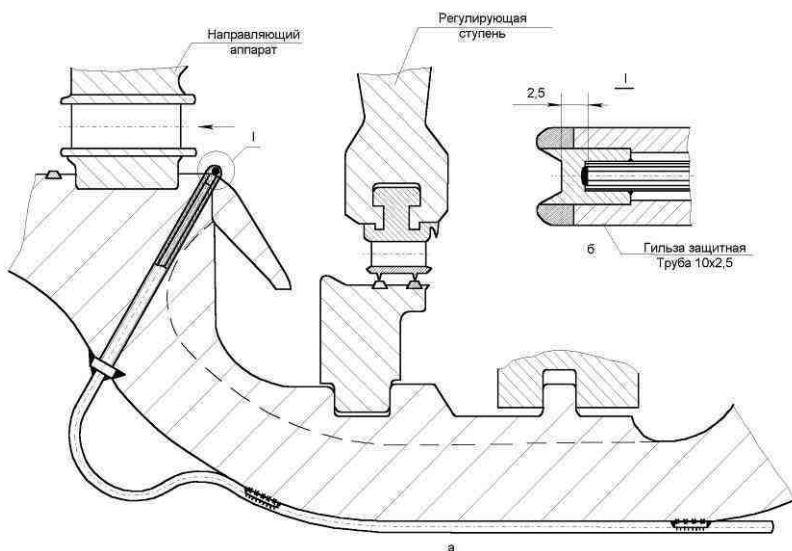


Рис. 7. Конструктивное решение, увеличивающее достоверность определения термонапряженного состояния РВД и накопленного в нем повреждения по изменению t_{KPC} : а – общий вид; б – особенность конструктивного выполнения термопарной гильзы

Кроме того, программа данного исследования предусматривает следующий этап испытаний, готовящихся для реализации на турбине № 6 в процессе капитального ремонта в 2004 г. Соответствующее конструктивное решение представлено на рис. 8. Основная задача, решаемая с помощью средства измерения t_{KPC} , представленного на рис. 8, – внесение необходимых поправок в полученные ранее закономерности, приведенные на рис. 2.

Расчетно-численное моделирование. Для моделирования процессов теплообмена в термопарной гильзе, измеряющей t_{KPC} , и нестационарных процессов, характеризующих изменение температурного состояния РВД в зоне КРС, созданы: алгоритм, программа и соответствующие физико-математические модели. В данном случае оправдано применение одномерных моделей, учитывающих изменение теплового процесса по толщине тела (гильзы и ротора).

Результаты моделирования погрешности измерения с помощью конструктивного решения, представленного на рис. 6, приведены на рис. 8.

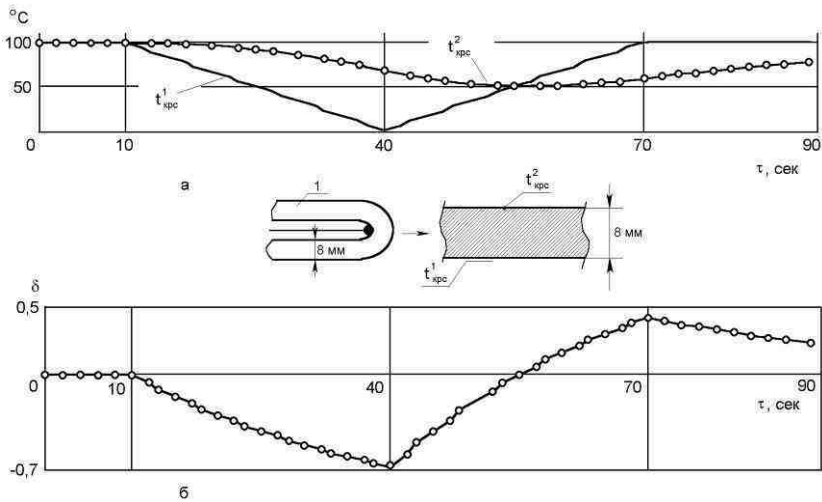


Рис. 8. Моделирование процессов теплообмена в терморпарной гильзе (1):
 а – изменение температур в регулирующей ступени во времени t_{KPC}^1 – истинная и t_{KPC}^2 – измеряемая терморпарой в штатной гильзе; б – относительная погрешность $\delta = (t_{KPC}^1 - t_{KPC}^2) / 100$

Эти результаты получены для режима типа «тепловой удар». При этом варьировалась электрическая нагрузка и тем самым коэффициенты теплоотдачи. Наибольшая погрешность изменений характерна для режима холостого хода и включения в электрическую сеть (кривые t_{KPC}^1 и t_{KPC}^2 на рис. 8).

Полученные результаты позволяют качественно улучшить конструктивное решение по терморпарной гильзе. Это улучшенное решение представлено на рис. 7. Кроме того, эти результаты позволяют учитывать выявленные погрешности измерения t_{KPC} и увеличить достоверность определения накопленного повреждения.

Результаты учета выявленной погрешности измерения t_{KPC} при расчете режима «теплого удара» в зоне паровпуска РВД приведены на рис. 9.

Максимальная относительная погрешность определена здесь как отношение разности температуры на наружной поверхности ротора и его среднеинтегральной температуры к величине с точностью до константы равной максимальным напряжениям ($k\sigma^{max}$). Эта погрешность в данном случае (конструктивное решение до оптимизации, т.е. рис. 6) весьма зна-

чительная. Она составляет 68 %. При этом погрешность в определении накопленного повреждения увеличивается более чем в 2,5 раза.

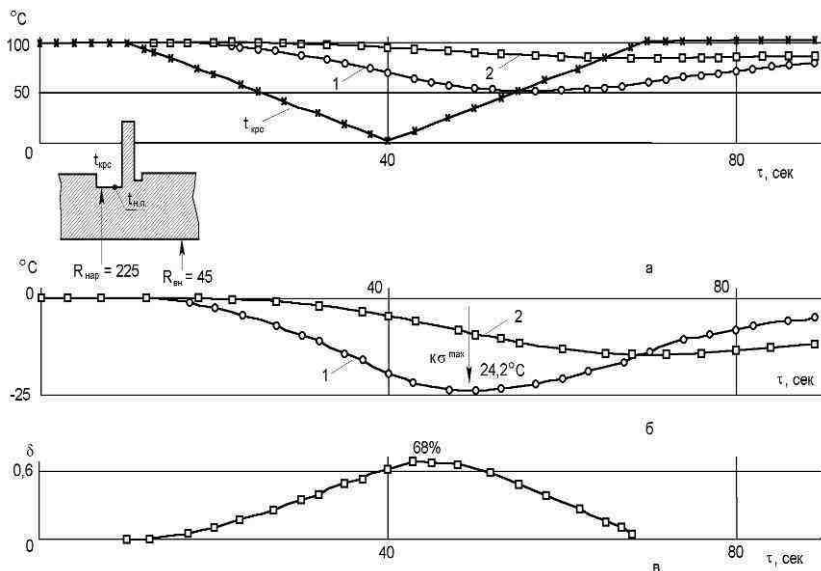


Рис. 9. Моделирование процесса теплообмена в роторе: а – изменение температур в камере регулирующей ступени t_{KPC} и температуры наружной поверхности ротора $t_{n.n.}$: 1 – при истинном изменении температуры, 2 – при измерении температуры в камере регулирующей ступени; б – 1 – истинная разность (Δ) температур $t_{n.n.}$ и среднеинтегральной температуры ротора t^{av} . $\Delta = \kappa \cdot \sigma$ где σ – номинальные упругие напряжения на наружной поверхности ротора, без учета концентраторов; 2 – аналогичная разность температур, полученная при измерении с помощью термопарной гильзы; с – δ – погрешность определения напряжений на наружной поверхности ротора, $\delta = \kappa \cdot (\Delta_1 - \Delta_2) / \kappa \cdot \sigma^{max} = (\Delta_1 - \Delta_2) / \sigma^{max}$

Полученные результаты использованы для обоснования допустимого срока службы турбины № 7 КГРЭС.

Выводы

1. Систематизированы результаты многолетних исследований, выполненных на Костромской ГРЭС, для определения основных закономер-

ностей, характеризующих температурное, напряженно-деформированное состояние и повреждения роторов турбин 300 и 1200 МВт.

2. За всю историю эксплуатации турбин ЛМЗ мощностью 300 и 1200 МВт не решена задача живучести и достоверности измерений температуры пара в камере регулирующей ступени ЦВД – основного нормативного параметра, который, согласно [1], характеризует процесс накопления повреждений в наиболее опасных, высокотемпературных зонах этого ротора.

3. Выполнены анализ и экспертиза конструктивных и схемных решений, технологических средств, используемых для измерения t_{KPC} . Определены недостатки этих решений, создана менее инерционная конструкция, позволяющая существенно увеличить достоверность измерений t_{KPC} . Это утверждение подтверждено результатами расчетно-численного моделирования.

4. Создана и применена физико-математическая модель, позволяющая вводить необходимые поправки в результаты эксплуатационных измерений t_{KPC} . Эти поправки наиболее существенны на этапах увеличения частоты вращения турбины, работы на номинальной скорости вращения, при включении в сеть и при малых нагрузках. Неучет этих поправок может в несколько раз уменьшать значение фактического накопленного повреждения.

Библиографический список

1. **Руководящие** указания по анализу качества пуска (останова) основного теплоэнергетического оборудования ТЭС. РД 153-34.0-20.585-00. – М.: ОРГРЭС, 2000.

2. **Обоснование** продления срока жизни Костромской ГРЭС до 80–90 лет / В.Е. Назаров, Н.Н. Балдин, И.Ш., Загретдинов, Ю.Л. Израилев // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования: Материалы III Всерос. науч.-практ. конф. / Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002. – С. 110–116.

3. **Живучесть** стареющих ТЭС. Отраслевая система. Система нормативно-методических документов. РД 153-34.0-04.152-2001 / Ю.Л. Израилев, А.Ф. Дьяков, В.Е. Назаров и др. – М., 2001. – 108 с.

4. **Отраслевая** система индивидуального мониторинга повреждений ответственных элементов оборудования, зданий и сооружений региональных центров «Живучесть стареющих ТЭС». Система нормативно-технических документов. РД 153-34.0-20.605-2002 / Ю.Л. Израилев, А.Ф. Дьяков, В.Е. Назаров и др. – М., 2002. – 198 с.

УДК 621.311.22

Новые технологии тушения пожаров на ТЭС в резервуарах с нефтепродуктами

А. Н. Иванов, инж.

Статистические данные о пожарах в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами за период с 1980 по 1990 гг. показывают, что из 200 пожаров, происшедших в резервуарных парках на предприятиях транспорта, хранения и переработки нефти и нефтепродуктов, более 80 % произошло в наземных резервуарах, из них 24 % – в резервуарах с мазутом, дизельным топливом и керосином. Половина пожаров, происшедших в мазутных резервуарах за этот период, приходится на энергетические предприятия.

В настоящее время на тепловых электростанциях в качестве топлива применяются природный газ (47,5 %), нефтепродукты (мазут и дизельное топливо) (32,5 %) и уголь (11,6 %).

Топочные мазуты имеют следующие пожароопасные характеристики: температуру вспышки 85 °С, температуру самовоспламенения 500 – 600 °С; тенденцию прогреваться в глубине резервуара, образуя возрастающий гомотермический слой; скорость выгорания 6 см/ч; скорость нарастания прогретого слоя – 24 – 42 см/ч; температуру прогретого слоя от 230 до 300 °С; температура пламени – 1000 °С.

Вот некоторые примеры пожаров в мазутных резервуарах. В 1980 г. на Тамбовской ТЭЦ при проведении электросварочных работ произошел взрыв мазутной емкости вместимостью 600 м³ и, как следствие, пожар мазутного хозяйства станции. В результате пожара были выведены из строя емкость, два погружных насоса, трубопроводы и кабель. В том же году на Чульманской ГРЭС в Якутии во время сварки вспыхнула пропитанная топливом теплоизоляция резервуара. Произошел взрыв паров в резервуаре мазутного хозяйства. Пожар распространился на другие резервуары. В 1983 г. в резервуарном парке Киевской ТЭЦ-6 от прямого удара молнии взорвались пары в мазутной емкости вместимостью 30000 м³. В результате были нарушены девять панелей железобетонного перекрытия. Тушение пожара осложнилось выбросом мазута. В 1988 г. в резервуарном парке Оршанской ТЭЦ Белгородской энергосистемы от применения открытого огня взорвались пары мазута в резервуаре РВС-1000 м³.

В этот период времени зарегистрированы пожары в резервуарах вместимостью 1000 м³ – 4 случая – и по одному случаю в резервуарах вместимостью 100, 300, 500, 600, 10000 и 30000 м³.

Причинами происшедших пожаров в мазутных резервуарах энергетических предприятий явились разряд атмосферного электричества; разряд статического электричества и нарушение требований пожарной безопасности при выполнении ремонтных работ внутри резервуаров.

Сходные случаи имели место во многих зарубежных странах. Один из крупнейших пожаров в резервуарах с мазутом произошел в Германии в 1979 г.

После взрыва возник пожар в резервуарном парке Дуйсбурга. На территории шириной 200 м и длиной 1 км находились 24 емкости с различными нефтепродуктами. Вместимость резервуаров составляла 1500 – 4000 м³, и они были объединены в три группы. В 2 группах хранился мазут, и на резервуарах отсутствовали стационарные установки пожаротушения. Пожар быстро принял значительные размеры, огнем была охвачена группа резервуаров. Густой черный дым застилал территорию парка на протяжении 1,5 км, воспламенялось и горючее, вылившееся из поврежденных емкостей. Несмотря на работу трех пенных установок и использование водопенных стволов для охлаждения стенок, резервуары продолжали разрушаться, утечка мазута усиливалась. Смирить огненную стихию удалось только через двое суток. К тушению пожара были привлечены 426 пожарных из нескольких ближайших городов, 69 пожарных автомобилей различных типов, два пожарных катера и спасательный вертолет. Было израсходовано 50 т пенообразователя. В ходе тушения не раз возникали опасные ситуации из-за растекания через поврежденное обвалование накопившейся воды, покрытой слоем горючего, а также из-за повторных возгораний на большой площади.

В мае и июне 1988 г. в США и в Мексике произошло несколько пожаров, при которых погибли люди и проводилась эвакуация населения.

Так, на одной из мексиканских нефтебаз вспыхнул пожар после взрыва резервуара с 4200 т мазута. Из опасной зоны пришлось эвакуировать 100 тыс. жителей.

Настоящей катастрофой в 1982 г. обернулся пожар на складе жидкого топлива электростанции Тасоа, снабжающей электроэнергией столицу Венесуэлы Каракас. По причине пожара из резервуара произошел выброс кипящих нефтепродуктов, в результате которого погибли свыше 150 человек, в том числе 40 пожарных.

Следует отметить, что выбросы нефтепродуктов могут произойти после некоторого периода спокойного развития пожара в недостаточно заполненном нефтепродуктами резервуаре по следующим причинам.

1. При горении верхнего слоя горючего вещества в резервуаре образуются продукты распада, более тяжелые, чем содержимое емкости. Создается раскаленный слой, так называемая теплая волна, которая в определенный момент быстро опускается на дно, соприкасаясь с водонефтяным эмульсионным слоем.

2. Вода мгновенно превращается в пар, увеличиваясь в объеме до 2000 раз. Горящее топливо выбрасывается обычно на высоту до 10 диаметров резервуара. В 1926 г. был зафиксирован выброс, при котором огненный шар достиг высоты 1800 м.

Как у нас в стране, так и за рубежом зарегистрированы случаи полного раскрытия резервуаров, которые приводили к катастрофическим последствиям. За последние 20 лет произошло 46 случаев разрушения резервуаров.

Половина таких аварий привела к крупным пожарам. Например, при разрушении от взрыва резервуара вместимостью 5000 м³ на промышленном предприятии г. С-Петербурга в 1978 г. мазут разлился на площади 2500 м². Пожар продолжался более 16 часов, было уничтожено 7 строений. Тушение пожаров в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами имеет свои особенности. При подаче пены через борт резервуара возникает реальная угроза вскипания и выброса горючих жидкостей в обвалование резервуара, что может привести к трагическим последствиям для персонала пожарной охраны и предприятия, участвующего в тушении пожара. Как правило, пожары в резервуарах начинаются с воспламенения и взрыва смеси паров горючей жидкости с воздухом, в результате чего происходит разрушение крыши резервуара или нарушение целостности ее конструкции. Взрывы в стальных резервуарах со стационарной крышей чаще всего приводят к отрыву ее от стенок, при этом крыша может быть полностью сброшена или может упасть внутрь резервуара. При возгорании горючих жидкостей в резервуарных парках различают горение жидкости на верхнем, среднем и нижнем уровнях, которые определяются по изменению окраски стенок резервуара в результате нагрева. При тушении пожаров довольно часты случаи, когда без учета последствий принимаются решения об откачке нефтепродуктов из горящего резервуара. Это может привести к негативным последствиям:

- нагретые до высокой температуры продукты горения могут проникнуть внутрь резервуара и привести к взрыву паровоздушной смеси;

- увеличивается расстояние, преодолеваемое огнетушащей пеной в зоне огня, и, следовательно, увеличивается ее отпечаток на поверхности горения;

- при снижении уровня нефтепродуктов в резервуаре усиливается тепловое воздействие на его стенки.

Специалисты считают, что если горение в резервуаре ликвидируется путем подачи огнетушащих средств сверху, то откачка нефтепродукта из горящей емкости нецелесообразна, а в некоторых случаях следует даже повысить уровень продукта за счет подкачки в резервуар воды или нефтепродукта.

Количество успешно потушенных пожаров в резервуарах с горючими жидкостями очень незначительно.

подавляющее большинство пожаров носят затяжной характер, время их ликвидации составляет от нескольких часов до нескольких суток. Для их ликвидации применяются десятки тонн пенообразователя, задействуется значительное количество пожарной техники и персонала пожарной охраны.

Опыт показывает, что если в первые минуты не удастся локализовать и потушить пожар в заполненном нефтью и нефтепродуктом резервуаре, то потом тушение практически бесполезно с точки зрения сохранения в исправности и работоспособности самой емкости. В большинстве случаев по окончании тушения пожара резервуар, в котором хранилась нефть или нефтепродукты, не пригоден для дальнейшей эксплуатации и требует замены или в лучшем случае капитального ремонта.

По мнению специалистов, ликвидация пожара в резервуарах с нефтепродуктами может считаться успешной, если выполнены следующие условия:

- огонь потушен и сохранено значительное количество несгоревшего нефтепродукта;

- пожар потушен в течение 1 часа с начала пенного пожаротушения;

- стоимость спасенного продукта выше стоимости веществ, использованных для тушения и ремонта нефтехранилища.

Основными причинами неудачного тушения пожаров в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами являются:

- неудовлетворительная работа автоматических установок пенного пожаротушения (при их наличии на резервуаре согласно требованиям норм);

- длительное сосредоточение (более 2 часов) необходимого количества сил и средств для тушения пожара (в 25 % случаев приступить к тушению пожара представляется возможным только через 12 часов);

- сложность подачи на поверхность горящего зеркала резервуара качественной пены с необходимой интенсивностью в течение продолжительного времени.

Исследования показали, что при авариях в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами наиболее опасным является гидродинамическое истечение жидкости (из резервуара). Опасность связана с тем, что истечение жидкости приводит к разрушению обвалования резервуара.

При этом нормативная величина обвалования, а также вид хранящейся горючей жидкости, уровень заполнения резервуара и характеристика грунта практически не оказывают влияния на площадь затопления.

В результате быстрой деформации верхних поясов резервуара выходят из строя пенные камеры стационарных систем пожаротушения, вследствие чего необходимо привлечение передвижной пожарной техники.

Во время пожара создается реальная угроза выброса и утечки нефтепродукта, что способствует быстрому распространению пламени, а в 60 % всех случаев из-за обрушения кровли резервуара образуются так называемые закрытые зоны («карманы»), препятствующие подаче пены в резервуар сверху.

Кроме того, накоплению пены на поверхности препятствует ветер, конвективные потоки, ее разрушение при прохождении через высокотемпературную зону и при контакте с горючей жидкостью.

Опыт тушения пожаров, происшедших в резервуарах с нефтепродуктами нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности, свидетельствует не только о низкой эффективности штатных систем пожаротушения, но и о крайней опасности для жизни и здоровья персонала пожарных подразделений и предприятий, участвующего в тушении пожара и в управлении технологическим процессом производства.

В то же время, в соответствии с требованиями [1], резервуары с нефтепродуктами вместимостью 5000 м³ и более оборудованы стационарными автоматическими установками пенного пожаротушения. Эти требования действуют уже более 30 лет.

Проведенный анализ работы стационарных автоматических установок пожаротушения с использованием пены средней кратности показывает, что эти установки не обеспечивают тушения очагов пожара в начальной стадии по следующим основным причинам: в 50 % случаев пеногенераторы пены повреждаются взрывом, в 25 % случаев выходят из строя из-за пожара в обваловании.

По оценкам специалистов, до 20 % общих затрат на резервуарные парки приходится на автоматические установки пенного пожаротушения, и тем не менее в нашей стране не зарегистрировано ни одного успешного случая тушения пожара резервуара с помощью этих установок.

Так, ежегодные затраты по техническому обслуживанию и содержанию автоматических установок пенного пожаротушения на трех мазутных резервуарах вместимостью 30000 м³ составляют 475 тыс. рублей, а затраты на два бака вместимостью 5000 м³ – 176 тыс. рублей.

Для сравнения затраты на проектные работы систем пожаротушения мазутных емкостей вместимостью 10000 и 5000 м³ составляют 1,247 и 884 тыс. рублей соответственно.

В зарубежных публикациях также отсутствуют какие-либо сведения об успешном применении пожарной автоматики, даже в целях рекламы фирм-производителей.

Исследования показывают, что более надежным и безопасным при использовании передвижной техники является подслоный способ тушения нефти и нефтепродуктов в резервуарах, применяемый в ряде зарубежных промышленно развитых стран.

Преимуществами подслоного способа пожаротушения по сравнению с традиционной системой тушения являются:

- безопасность выполнения работ по тушению пожара и управлению технологическими операциями;
- возможность ликвидировать горение нефти в резервуаре, несмотря на разрушение верхнего пояса и наличие закрытых сверху участков;
- независимость эффективности тушения от времени развития пожара и температуры, которую может принять нефтепродукт при затянувшемся пожаре;
- экономичность и простота конструктивного использования;
- возможность увеличения от 7 до 10 % заливочной емкости резервуара;
- отсутствие необходимости в строительстве станции пенотушения и прокладки протяженной линии трубопроводов для подачи рабочего раствора пенообразователя к стационарным пеногенераторам, так как используются технологические схемы резервуара.

Холодная по сравнению с горючей жидкостью пена не только охлаждает ее поверхностный слой, но и участвует в тепломассообмене глубинных и поверхностных слоев этой жидкости. Процессы тепломассообмена в толще горючего имеют большое значение для пожаротушения, в частности, именно они определяют требуемые нормативы подачи пены (интенсивность подачи и продолжительность тушения). Однако внедрение названного метода в практику пожаротушения в нашей стране до недавнего времени сдерживалось ввиду отсутствия специальных пенообразователей, недостаточных знаний о транспортировке пены в слой горючего, о растекании ее по поверхности горючего, о степени «загрязнения» пены горючим.

Обычные пенообразователи типа ПО-1, состоящие из углеводородных поверхностно-активных веществ (ПАВ), не могут быть использованы при данном способе пожаротушения, поскольку пена при погружении в горючую жидкость адсорбирует нефтепродукт своей развитой поверхностью, полностью «выгорает» и разрушается под действием факела пламени, т.е. утрачивает изолирующую способность (пропускает пары горячих жидкостей через углеводородные прослойки).

Научные исследования были направлены на выявление роли композиций углеводородных и фторсодержащих ПАВ в обеспечении самопроизвольного растекания и термической стабилизации пены, предотвращения ее загрязнения нефтепродуктом.

На основе физико-химического анализа распада пены развита теория тушения подслонным способом и выведены основные расчетные соотношения для определения времени тушения при заданной интенсивности подачи пены.

Разработанные фторсодержащие ПАВ (ФПАВ) послужили основой создания принципиально новых пленкообразующих пенообразователей для тушения нефтепродуктов. Они сочетают в себе традиционные качества: изолирующую и охлаждающую способности, хорошую растекаемость, простоту применения и принципиально новые свойства – способность образовывать тонкую пленку на поверхности углеводородных жидкостей и не адсорбировать горючую жидкость (ГЖ) на поверхности пены при ее прохождении через слой горючего.

Особую группу составляют синтетические пенообразователи на основе ФПАВ, к которым относятся и водные пленкообразующие пены. Благодаря высокой поверхностной активности и низкому поверхностному натяжению растворов, пена из этих пенообразователей хорошо растекается по поверхности углеводородов, а оставшаяся после их разрушения пленка водного раствора предотвращает испарение паров горючего. Пены такого типа не теряют своих свойств при смешивании с топливом, и их можно подавать через слой горючего, что значительно упрощает процесс тушения.

Подача пены в слой горючего возможна только при использовании специальных пенообразователей, обладающих инертностью к нефтепродуктам. За рубежом эти пенообразователи объединены под термином «легкая вода», у нас это фторсодержащие пенообразователи «ПО-6АРФ», «Универсальный» и др. Пена низкой кратности подается непосредственно в слой нефтепродукта через технологические трубопроводы (рис. 1) или специальные пенопроводы системы пожаротушения (рис. 2), находящиеся в нижней части резервуара, с помощью передвижной пожарной техники.

Испытания отечественного варианта подслоного способа подачи пены, проведенные на пожарных полигонах Перми (1991 г.), Астрахани (1990 – 1993 гг.), Бузулука (1993 г.), Норильска (1993 – 1994 гг.), Альметьевска (1994 г.), показали высокую эффективность новой системы пожаротушения при тушении резервуаров с нефтепродуктами.

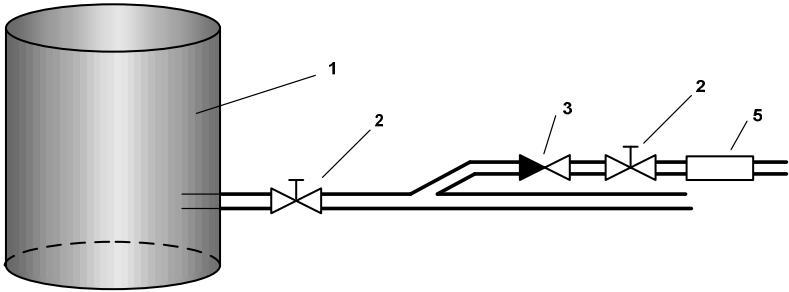


Рис. 1. Принципиальная схема системы подслоного тушения пожаров в резервуарах при подаче пены в технологический трубопровод: 1 – резервуар; 2 – задвижка; 3 – обратный клапан; 4 – диффузор; 5 – пеногенератор

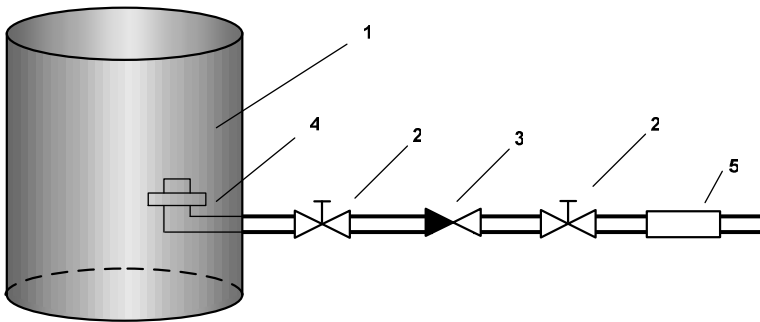


Рис. 2. Схема врезки пенопровода в резервуар для подачи пены в слой нефтепродукта: 1 – резервуар; 2 – задвижка; 3 – обратный клапан; 4 – диффузор; 5 – пеногенератор

В 1994 г. в г. Альметьевске на резервуаре вместимостью 5000 м³ были проведены межведомственные огневые испытания по тушению нефти с использованием подслоного способа тушения. Пена вводилась по технологическим системам пожаротушения, линии гидросмыва донных отложений

и подачи нефти. Для получения пены средней кратности применялись пеногенераторы конструкций ВИПТШ и ВНИИПО МВД РФ.

Пенообразующие растворы «легкая вода» (Бельгия) и «Универсальный» подавались с помощью пожарной автоцистерны.

Время тушения пожара составило от 2 – 3 мин в первых экспериментах и до 5 – в последнем. Было отмечено, что при пожаре в резервуаре практически исключается возможность повреждения коммуникаций и вводов системы подслоного пожаротушения (СПТ) от взрывов и тепловых потоков.

Пена низкой кратности образуется в стволах эжекционного типа, находящихся за пределами обвалования, выталкивает из трубопроводов горючую жидкость и поступает в резервуар.

Выходя из пенопровода и интенсивно перемешиваясь со слоями горючего, пенные потоки разбиваются на отдельные капли. Степень загрязнения пенного потока значительно уменьшается при снижении его скорости до 0,6 – 1 м/с, для чего используются специальные насадки и диффузоры.

Время прохождения пены от стволов до поверхности резервуара, как правило, составляет 40 – 60 с. Всплывая через слой горючего, она преодолевает затонувшие конструкции и растекается по всей поверхности, чему способствуют конвективные потоки, которые направлены от места выхода пены к стенкам резервуара.

Кроме того, в результате конвективного теплообмена разрушается прогретый слой и снижается температура на поверхности. Значительное снижение интенсивности горения достигается через 1,5 – 2 мин с момента появления пены на поверхности.

В это время наблюдаются отдельные очаги горения у разогретых металлических конструкций резервуара. Через 2 – 3 мин горение полностью прекращается. После прекращения подачи пены на всей поверхности горючей жидкости образуется устойчивый пенный слой толщиной до 5 см, в течение 2 – 3 часов защищающий эту жидкость от повторного воспламенения.

Процесс тушения пожаров горючих жидкостей подачей пены под слой горючего условно можно разделить на следующие стадии:

- 1) получение и транспортирование пены внутрь резервуара;
- 2) первичный контакт деформирующейся пены с горючей жидкостью и эмульгирование горючего пеной;
- 3) самопроизвольный подъем и контактное разрушение пены слоем горючего;
- 4) обновление и охлаждение поверхностного слоя горючего потоком пены и ГЖ;

5) слияние пенных капель и формирование пенного слоя на поверхности горячей жидкости;

б) растекание пены по поверхности ГЖ.

В зависимости от величины поверхностного натяжения на границе «пена – нефтепродукт» будет меняться объем пенных капель, на которые разобьется пена при выходе из насадка.

Этап слияния пенных капель в единый пенный слой является важным моментом, от которого зависит огнетушащая способность пены. В процессе слияния пенных капель слой нефтепродукта постоянно вытесняется из зоны контакта с атмосферой.

Если интенсивность подачи пены невелика, а смачивание углеводородом поверхности пены исключено, то слой пены будет без загрязнений. При высокой интенсивности подачи пены горючее окажется захваченным пеной, поскольку скорость вытеснения нефтепродукта из зазора между пенными каплями не зависит от интенсивности и остается неизменной. Скорость вытеснения прослойки горючего определяется площадью контакта и величиной давления, с которым капли взаимно прижимаются.

Минимальная толщина тушащего слоя пены определяется ее чистотой, т.е. способностью сформировать пенный слой, не содержащий включений горючей жидкости.

По результатам проведенных в 90-е гг. огневых испытаний, направленных на изучение процессов технологии тушения пожаров в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами, ГУГПС МВД РФ подготовлены и внесены соответствующие изменения и дополнения в СНиП 2.11.03-93 «Склады нефти и нефтепродуктов» по тушению пожаров горючих жидкостей с использованием подслоного способа.

В рамках научно-технической программы по улучшению пожарной безопасности энергетических предприятий, утвержденной приказом Минэнерго СССР от 28.01.91 № 40 «О повышении пожарной безопасности и снижении аварийности на электрических станциях и подстанциях», в 90-е гг. научными работниками ВИПТШ МВД СССР под руководством д-ра техн. наук, проф. А.Ф. Шароварникова проведены научные исследования в области разработки новых технологий пожаротушения мазутных резервуаров тепловых электростанций.

Исследования в этой области включали в себя проведение теоретических расчетов и лабораторных экспериментов, а также натуральных огневых испытаний, направленных на исследование процессов подачи пены низкой кратности в слой горящего мазута.

Полигонные огневые испытания тушения мазута подслоиным способом были проведены в августе 1992 г. на специальном полигоне НПО «Пермнефтеоргсинтез» с участием представителей ВИПТШ МВД СССР и Управления пожарной безопасности и военизированной охраны Минэнерго СССР.

Целью испытаний являлось определение огнетушащей эффективности пены при подслоином тушении мазута в стендовых условиях на модельном резервуаре, а также получение исходных данных для разработки нормативно-технической документации.

Испытания проводились на резервуаре вместимостью 25 м³, для экспериментов использовался топочный мазут марки М-40, плотностью 948 кг/м³, с температурой вспышки 140 °С, температурой самовоспламенения 380 °С, температурные пределы распространения пламени: нижний – 138, верхний – 145 °С.

В качестве средства пожаротушения использовалась пена низкой кратности на основе 6-процентного водного раствора пенообразователя «подслоиный» (ТУ 301-14-42-90).

Для получения пены низкой кратности использовался высоконапорный пеногенератор, разработанный ВИПТШ МВД СССР на базе существующего эжектора по заказу Минэнерго СССР.

Модельный резервуар был заполнен мазутом до высоты свободного борта, составляющего не менее 0,5 м. Мазут поджигался факелом, и после 3 – 4-минутного свободного горения в резервуар из пожарного автомобиля через высоконапорный генератор подавалась пена низкой кратности.

Эксперимент повторялся четыре раза. Во время тушения пожара резервуар охлаждался водяными струями, подаваемыми из пожарного автомобиля.

В результате экспериментов установлена наиболее рациональная интенсивность подачи раствора пенообразователя, позволяющая полностью прекратить горение зеркала резервуара в течение 5 – 6 мин с момента возникновения пожара.

По результатам испытаний комиссией были сделаны следующие выводы:

- экспериментально доказана возможность применения подслоинового способа тушения пожаров на мазутных резервуарах;
- подтверждена практическая целесообразность применения при подслоином способе тушения высоконапорного пеногенератора, разработанного ВИПТШ МВД СССР;
- определена оптимальная интенсивность подачи раствора пенообразователя для тушения мазута;

- установлена эффективность тушения горящего мазута в резервуаре специальными фторированными пенообразователями;

- применение подслоного способа тушения пожаров в мазутных резервуарах позволит заменить неэффективные системы пожаротушения с использованием ГПС-600 и ГПС-2000, что значительно сократит издержки по содержанию систем пожаротушения мазутных резервуаров ТЭС.

Итоги проведенной работы в области совершенствования уровня противопожарной защиты мазутных резервуаров были рассмотрены на техническом совещании 27.11.92 в Управлении научно-технической политики корпорации «Росэнерго» с участием представителей ВИПТШ МВД РФ, ОРГРЭС и института «Теплоэлектропроект».

Выводы

Существующие автоматические пенные установки пожаротушения на резервуарах с нефтью и нефтепродуктами по ряду причин не могут в полной мере использоваться при ликвидации пожаров.

Закономерности протекания пожаров в резервуарах с нефтью и нефтепродуктами, а также опыт их тушения указывают на необходимость проведения дальнейших научно-исследовательских работ в области обеспечения пожарной защиты резервуаров с нефтепродуктами и совершенствования методов их тушения, в первую очередь с использованием максимально безопасных методов для персонала пожарной охраны и предприятий, участвующих в этом процессе.

Библиографический список

1. **СНиП 2.11.03-93.** Склады нефти и нефтепродуктов. Противопожарные нормы / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1999. – 20 с.
2. **Материалы** Всероссийского совещания-семинара «Состояние и перспективы развития противопожарной защиты объектов добычи, транспортировки, переработки нефти и газа». – М.: ГУГПС, 1998. – 120 с.
3. **Тушение** нефти и нефтепродуктов: Пособие / И.Ф. Безродный, А.Н. Гилетич, В.А. Меркулов и др. – М.: ВНИИПО, 1996. – 216 с.
4. **Актуальные** проблемы обеспечения устойчивости к возникновению и развитию пожара технологий хранения нефти и нефтепродуктов. Тематический обзор. Вып. 3 / ЦНИИ-Тнефтехим. – М., 1995. – 68 с.
5. **Руководство** по тушению нефти и нефтепродуктов в резервуарах и резервуарных парках. – М.: ГУГПС – ВНИИПО – МИПБ, 1999. – 79 с.
6. **Шароварников А.Ф.** Противопожарные пены. – М., 2000.
7. **Тушение** пожаров нефти и нефтепродуктов / А.Ф. Шароварников, В.П. Молчанов, С.С. Воевода, С.А. Шароварников. – М.: Издательский дом «Калан», 2002. – 448 с.

УДК 621.039

Анализ эффективности пассивной части САОЗ при авариях с «большими течами» теплоносителя из I контура реакторной установки ВВЭР-1000

А.Г. Ильченко, канд. техн. наук, Ю.С. Горбунов, А.А. Ровнов, аспиранты

Современная атомная станция (АС) является сложным инженерным сооружением, в состав которого входит ряд элементов, обеспечивающих надежность и безопасность работы станции. При обосновании безопасности АС уделяется большое внимание исследованию аварийных процессов и анализу возможных аварийных ситуаций.

При проектировании АС характерным и определяющим подходом к проблеме безопасности является рассмотрение так называемых максимальных проектных аварий (МПА). Для энергоблока с реакторной установкой типа ВВЭР-1000 в качестве МПА рассматривается мгновенный поперечный разрыв главного циркуляционного трубопровода в наиболее опасном сечении (участок на входе в сосуд реактора) с наложением режима полного обесточивания (black out) АС.

Исследованию аварий при МПА реакторной установки ВВЭР-1000 посвящено достаточно большое количество расчетных и экспериментальных работ (например, [1]). В руководстве по управлению авариями для АС с РУ ВВЭР-1000 [2] рассматривается авария «Большая течь с отказом системы планового и аварийного ввода бора низкого давления (ТЈ11-13D01)». В этом режиме аварийная подача охлаждающей воды обеспечивается работой пассивной (не требующей внешнего источника энергии) части системы аварийного охлаждения активной зоны (САОЗ), что предотвращает разрушение твэла или расплавление топлива.

В работе приводится краткое описание аварии с течью из холодной нитки ГЦК, с эквивалентным диаметром Ду850. Результаты расчетов аварийного процесса, приведенные в документе, показывают, что опорожнение гидроемкостей (ГЕ) САОЗ происходит уже на 60 с при давлении в первом контуре $p_{1к} \approx 3$ МПа.

На 577 с аварийного процесса происходит оголение твэла, а на 1226 с температура топлива в активной зоне (АЗ) достигает температуры плавления. На 2234 с происходит падение разогретой и частично (примерно 68 %) расплавленной АЗ в нижнюю часть корпуса реактора.

Эффективность аварийного охлаждения реакторов ВВЭР определяется режимами истечения теплоносителя и подачей аварийного охлади-

теля. Поэтому важнейшие задачи при проектировании САОЗ – выбор производительности подсистем и кратность резервирования.

В настоящее время на АС с ВВЭР-1000 используется комбинированная схема подачи воды в корпус реактора – в подзонный и надзонный объемы реактора. Основные задачи, которые ставятся при комбинированной подаче воды, сводятся к уменьшению времени заполнения АЗ и снижению эффекта противодействия пара в контуре за счет конденсации пара в надзонном пространстве.

В процессе протекания аварии с «большой течью» (МПА) возникает ряд явлений при работе САОЗ (рис. 1), влияющих на время заполнения активной зоны и отвод остаточного энерговыделения:

- байпас охлаждающей воды в петли;
- байпас охлаждающей воды в течь;
- «захлебывание» при встречном движении пара и воды;
- повторный залив зоны сверху;
- повторный залив зоны снизу.

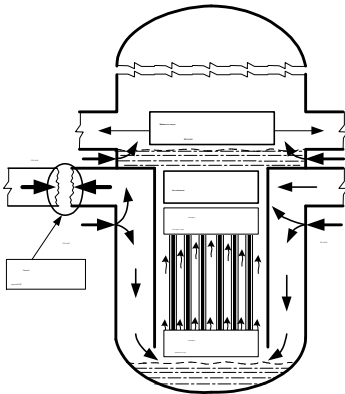


Рис. 1. Основные явления, возникающие при работе пассивной части САОЗ

Исследуется влияние способа подачи охлаждающей воды САОЗ на процесс аварийного охлаждения АЗ с использованием теплогидравлического кода ТРАП-97, разработанного в ОКБ ГИДРОПРЕСС. Были выполнены серии расчетов аварийных режимов с различными вариантами подключения ГЕ САОЗ к сосуду реактора (табл. 1). Наряду со штатной схемой (вар. ХТ-1), в которой по две гидроемкости подключены соответственно к средней (СКР) и нижней (НКР) каме-

рам реактора, рассматривался вариант, имитирующий отказ в работе пассивной части САОЗ (ХТ-5).

Таблица 1. Перечень аварийных режимов и статус подключения САОЗ

Вариант расчета	Место разрыва ГЦТ (Ду850)	Статус подключения пассивной части САОЗ				Примечание
		ГЕ-1	ГЕ-2	ГЕ-3	ГЕ-4	
ХТ-1	Участок	СКР	СКР	НКР	НКР	СКР-2, НКР-2
ХТ-2	«холодного»	НКР	НКР	НКР	НКР	СКР-0, НКР-4
ХТ-3	трубопровода	СКР	НКР	НКР	НКР	СКР-1, НКР-3
ХТ-4	на входе	СКР	СКР	СКР	НКР	СКР-3, НКР-1
ХТ-5	в НКР	—	—	—	—	СКР-0, НКР-0

Результаты расчетов показывают, что в варианте подключения всех ГЕ к нижней камере реактора (ХТ-2) процесс заполнения подзонного пространства реактора ВВЭР-1000 протекает за меньший промежуток времени (44 с), чем в варианте со штатной схемой подключения ГЕ, и обеспечивается отвод остаточного энерговыделения в АЗ в течение более длительного времени (645 с), что обусловлено различной степенью влияния перечисленных выше явлений на процесс протекания аварии (рис. 2).

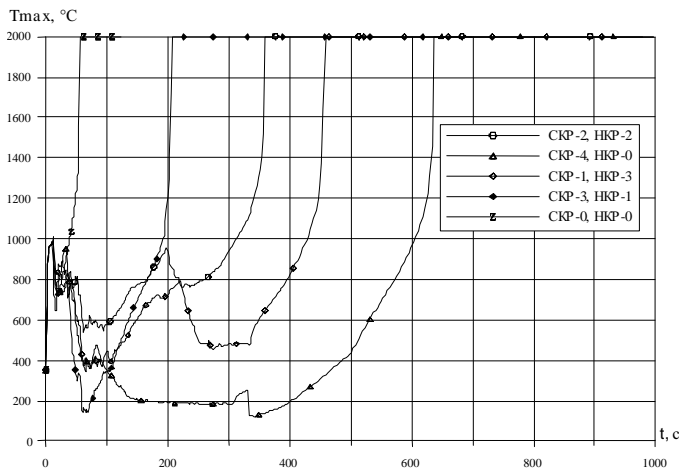


Рис. 2. Изменение максимальной температуры оболочки твэла

Следует отметить, что подача воды в опускной участок во всех случаях приводит к возникновению негативного влияния байпаса АЗ. Это подтверждается результатами работы [3], которая посвящена исследованию явления байпаса охлаждающей воды в течь. Впрыск поступающей при штатной схеме подключения ГЕ САОЗ охлаждающей воды в верхнюю камеру смешения (ВКС) и нижнюю камеру реактора (НКР) приводит к образованию надзонного уровня (рис. 3).

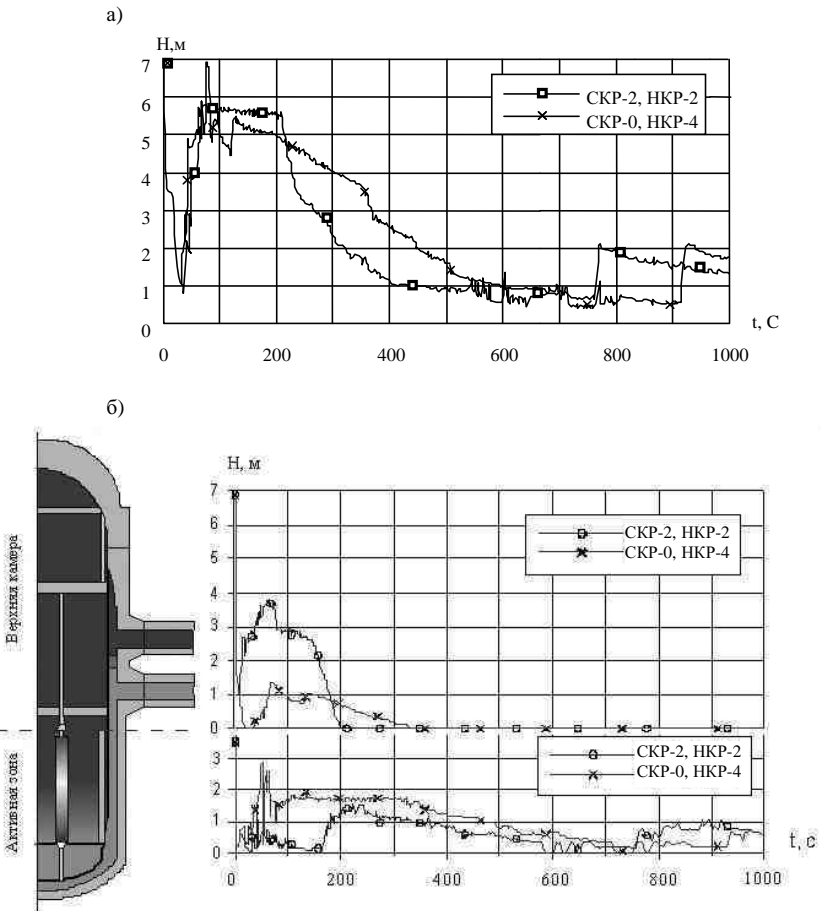


Рис. 3. Изменение уровня теплоносителя в АЗ (а), НКР и ВКС (б)

В этом случае большая часть воды (~ 35%), предназначенной для охлаждения АЗ, уносится в петли «горячих» трубопроводов и увеличивает период затопления АЗ до 100 с (рис. 4). Образование уровня в надзонном пространстве происходит под действием кризисного гидродинамического явления «захлебывания» при противоточном двухфазном течении стекающей воды и генерируемого пара [4]. Это явление препятствует проникновению охлаждающей воды в центр АЗ, что способствует образованию парового пузыря в активной зоне и, соответственно, осушению и перегреву оболочки твэла.

Анализ вариантов ХТ-1 и ХТ-2 показал, что на этапе повторного заполнения АЗ водой из ГЕ значительно изменяются уровни в НКС и ВКС. Максимальная величина надзонного уровня в варианте ХТ-1 достигается к 57 с и равна ~ 4 м. При этом уровень теплоносителя в средненапряженном канале активной зоны составляет менее 1/3 высоты АЗ (см. рис. 3).

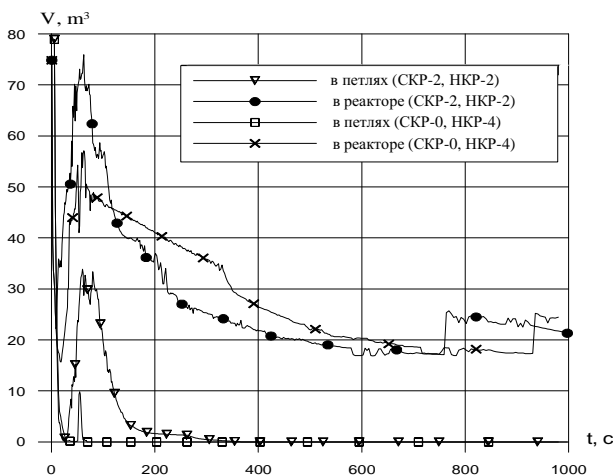


Рис. 4. Изменение объема теплоносителя в АЗ

Время заполнения АЗ при повторном заливе определяется скоростью движения «фронта смачивания», который в свою очередь сильно зависит от способа подачи охлаждающей воды в реактор. На рис. 5 представлены графики перемещения «фронта смачивания» по высоте АЗ. Из их сопоставления видно, что в варианте ХТ-2 (залив только снизу) скорость перемещения «фронта смачивания» существенно выше, чем при

штатной схеме подключения ГЕ САОЗ, что хорошо согласуется с экспериментальными данными, приведенными в работах [5, 6].

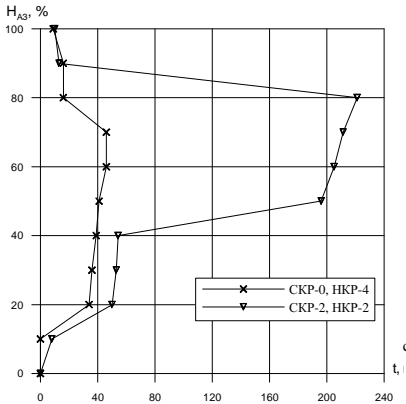


Рис. 5. Перемещение «фронта смачивания» по высоте АЗ

Обобщенные результаты эффективного использования охлаждающей воды (моменты времени достижения максимальной температуры оболочки твэла для различных вариантов компоновки САОЗ) представлены в табл. 2.

Таблица 2. Время достижения температуры оболочки твэла 2000 °С

Вариант расчета	Место разрыва ГЦТ (Ду850)	Время достижения $T_{\max} = 2000 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Примечание
ХТ-1	Участок «холодного» трубопровода на входе в НКР	354	СКР-2, НКР-2
ХТ-2		654	СКР-0, НКР-4
ХТ-3		465	СКР-1, НКР-3
ХТ-4		211	СКР-3, НКР-1
ХТ-5		54	СКР-0, НКР-0

В результате проведенного анализа выявлено заметное влияние конструкции ГЕ и способа подачи охлаждающей воды на процесс аварийного охлаждения зоны. Можно таким образом подобрать параметры ГЕ и схему подачи воды в корпус реактора, чтобы свести «вредные» эффекты байпасирования к минимуму. В качестве примера можно привести результаты расчета варианта (ХТ-2), при котором охлаждающая вода наиболее эффективно используется в случае подключения всех ГЕ к напорной камере.

Очевидно, что критерии оценки эффективности САОЗ для легководных реакторов должны быть уточнены на основе экспериментальных данных, полученных на полномасштабных стендах.

Библиографический список

1. **Бояджиев А.И., Стефанова С.И.** Анализ аварии с разрывом главного циркуляционного трубопровода ВВЭР-1000 // Атомная энергия. – 1984. – Т.56. – Вып. 4. – С.232-233.
2. **Руководство** по способам и средствам управления запроектными авариями / РОСЭНЕРГОАТОМ. – Калининская АЭС, 1993.
3. **Robinson H.S.** LOFT System and Test Description (Loss-of-Coolant Experiments Using a Core Simulator) // TREE-NURGE-1019, Idaho National Engineering Laboratory, November 1976, – P. 6.3.15.
4. **Гидродинамические** характеристики процесса «захлёбывания» при противоточном движении пара и воды в вертикальных трубах / Ю.Н. Илюхин, С.В. Светлов, С.Б. Алексеев, В.О. Кухтевич, В.Г. Сидоров // Теплофизика высоких температур. – 1999. – Т. 37. – №3. – С. 488–494.
5. **Ложкин В.В., Судницын О.А., Куликов Б.И.** Результаты экспериментального исследования по повторному охлаждению на моделях ТВС реактора ВВЭР при заливе сверху и комбинированном заливе // Теплофизические аспекты безопасности ВВЭР. – Обнинск: ГНЦ РФ ФЭИ, 1998. – Т.1. – С.381–388.
6. **Ложкин В.В., Судницын О.А., Куликов Б.И.** Результаты экспериментального исследования по повторному охлаждению на моделях ТВС реактора ВВЭР при заливе снизу // Теплофизические аспекты безопасности ВВЭР. – Обнинск: ГНЦ РФ ФЭИ, 1998. – Т.1. – С. 389–399.

УДК.621.039

Применение пароводяных инжекторов в системе аварийного питания парогенераторов АЭС с ВВЭР в режиме полного обесточивания

А.Г. Ильченко, канд. техн. наук, И.В. Павленко, инж.

Одной из аварийных ситуаций на АЭС с ВВЭР, которые могут привести к повреждению активной зоны ядерного реактора, является режим полного обесточивания АЭС. Главная опасность этого режима обусловлена тем, что в этом случае прекращается электроснабжение систем безопасности АЭС, в том числе насосов системы аварийного питания парогенераторов (ПГ), обеспечивающих подачу воды в парогенераторы на первом этапе аварийного расхолаживания реакторной установки (РУ). Поскольку в режиме обесточивания аварийное расхолаживание РУ на первом этапе обеспечивается сбросом пара из ПГ через БРУ-А в атмосферу, то после полного выпаривания воды из корпуса парогенератора

отвод теплоты от активной зоны реактора прекратится и расхолаживание РУ станет невозможным.

На современных АЭС для обеспечения бесперебойного электроснабжения при обесточивании энергоблока используется система аварийного электроснабжения (САЭ), включающая в себя в том числе резервные дизель-генераторы (РДГ), которые вводятся в работу по программе автоматического ступенчатого пуска (АСП) при исчезновении напряжения на секции надежного питания. Всего предусматривается по три независимых канала в каждой системе САЭ.

Авторами были проведены расчеты показателей надежности систем аварийной питательной воды (САПВ) и аварийного электроснабжения (САЭ) для условий унифицированного энергоблока с серийным реактором ВВЭР-1000 с использованием методов вероятностного анализа безопасности (ВАБ). Результаты расчетов показали, что по системе САПВ наиболее значимыми являются отказы задвижки с электроприводом, аварийного питательного электронасоса (АПЭН), обратного клапана. При этом расчетная вероятность невыполнения функции (ВНФ) канала САПВ $Q_{кан} = 0,0421$. С учетом того, что система состоит из трех каналов, вероятность невыполнения функции системы аварийной питательной воды в целом составит $Q_{сум} = 7,46 \times 10^{-5}$. Расчетные значения ВНФ для одного канала и системы САЭ в целом получились равными соответственно $Q_{кан} = 0,0353$ и $Q_{сум} = 4,4 \times 10^{-5}$. Несмотря на высокие показатели надежности систем САПВ и САЭ, тем не менее существует определенная вероятность того, что в случае отказа в этих системах подача аварийной питательной воды в парогенератор и отвод теплоты от активной зоны реактора станут невозможными.

В новых проектах АЭС для исключения возможности возникновения подобных ситуаций предусматриваются пассивные системы отвода теплоты от РУ. На действующих АЭС применение пассивных систем безопасности зачастую является затруднительным. Однако в ряде случаев, в частности в системах аварийной питательной воды, пассивные системы могут быть установлены без особых затруднений.

Наиболее просто пассивный принцип работы для системы аварийной питательной воды может быть реализован путем установки дополнительных аварийных питательных насосов с паротурбинным приводом (АПТН), паровых поршневых насосов или пароводяных инжекторов (ПВИ), использующих в качестве источника энергии пар, генерируемый в парогенераторах во время расхолаживания [1]. Отметим, что только система АПВ с инжекторами является полностью пассивной системой. К

преимуществам инжектора относятся: компактность, простота конструкции, отсутствие движущихся частей.

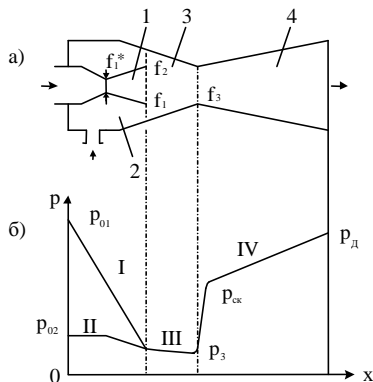
В двухфазном инжекторе происходят процессы, физические особенности которых изучены еще недостаточно полно. Однако накоплен обширный экспериментальный материал, позволяющий выяснить наиболее существенные свойства потоков газа и жидкости в инжекторе и их взаимодействие. Вследствие отсутствия в настоящее время законченной теории, которая бы исчерпывающе описывала процессы, проходящие в пароводяном инжекторе, расчет ПВИ базируется в значительной мере на эмпирических и полуэмпирических зависимостях, полученных на основе экспериментальных данных [2 ÷ 4].

Как известно, пароводяной инжектор представляет собой струйный аппарат, основными элементами которого являются: паровое и водяное сопла, цилиндрическая или коническая камера смешения, диффузор (рис. 1, а). Рабочий пар, расширяясь в сопле, попадает в камеру смешения (КС), где происходит обмен импульсом с холодной жидкостью и одновременно его конденсация. Кроме обмена импульсом и теплообмена, интенсивно протекают фазовые переходы, и структура потока на очень коротких длинах меняется от капельного до пузырькового (пенного). При этом скорость звука резко падает и создаются условия для скачка конденсации, который сопровождается значительным повышением давления (рис. 1, б).

Рис. 1. Принципиальная схема пароводяного инжектора (а) и график изменения давления (б):

- 1 – паровое сопло;
- 2 – водяное сопло;
- 3 – камера смешения;
- 4 – диффузор;

- I – рабочий пар;
- II – инжектируемая жидкость;
- III – двухфазная смесь;
- IV – однофазная жидкость



Как показано в [2, 3], наибольшая эффективность ПВИ достигается в том случае, когда скачок конденсации происходит в горле диффузора (на выходе из камеры смешения). В отличие от пароводяного инжектора,

теория работы которого изложена в [4] и в соответствии с которой процессы конденсации заканчиваются в камере смешения и на выходе из нее движется однофазная жидкость, ПВИ, работающие на скачке конденсации, могут обеспечить значительно более высокое давление на выходе (примерно в $1,5 \div 2$ раза) при одинаковых рабочих параметрах пара. Расчеты ПВИ, проведенные по методике [2] при параметрах рабочего пара и инжектируемой воды для начала пароводяного расхолаживания реактора ВВЭР-1000 (давление пара на выходе из ПГ $p_{n2} = 6,1$ МПа, давление и расход воды на выходе из диффузора $p_0 = 7,3$ МПа, $G_0 = 41,7$ кг/с), показали, что при величине основного геометрического параметра (ОПГ), равного $\text{ОПГ} = f_3/f_{1*} = 1,1$ (f_3, f_{1*} – соответственно площадь горловины диффузора и критического сечения парового сопла), максимальное давление за диффузором обеспечивается при величине коэффициента инжекции $u \approx 6 \div 6,7$.

Основная сложность в выборе параметров ПВИ заключается в том, что во время расхолаживания блока изменяется как давление пара в ПГ, так и требуемый расход подаваемой в парогенераторы воды. Характер изменения этих параметров от времени τ определяется принятой скоростью расхолаживания $dt/d\tau$. Согласно эксплуатационной документации РУ с реактором В-320 в настоящее время максимальная скорость аварийного расхолаживания составляет $dt/d\tau = 30$ °С/ч. Поэтому авторами были произведены расчеты параметров режима расхолаживания блока с ВВЭР-1000 именно для этой скорости расхолаживания (30 °С/ч). В целях определения возможности использования ПВИ для подачи воды в ПГ в течение всего периода расхолаживания по разработанной авторами на основе методик [2,5] математической модели были проведены расчеты ПВИ на режимы с переменными параметрами пара и воды для различных моментов времени с начала расхолаживания. В режимах работы ПВИ с пониженными по сравнению с расчетным режимом параметрами рабочего пара ($\varepsilon_1 = p_1/p_{01} > \varepsilon_{1P}$) имеют место, как показали расчеты, скачки уплотнения в расширяющейся части парового сопла. При этом резко уменьшается скорость пара на выходе из сопла и передаваемый инжектируемой воде импульс, что приводит даже при относительно небольших расходах воды в этих режимах к перемещению скачка конденсации из горловины диффузора в камеру смешения и срыву работы инжектора. В то же время при недогрузке инжектора скачок конденсации перемещается из горловины в расширяющуюся часть диффузора, а режим работы камеры смешения при этом не меняется. Очевидно, что при расчетной

площади скачка, меньшей, чем площадь горловины диффузора ($f_{ск} < f_3$), скачок проникает в камеру смешения и наступает срыв работы инжектора.

Анализ результатов расчетов ПВИ в режиме расхолаживания показал, что при подаче воды на инжектор из штатных баков аварийного запаса обессоленной воды (БАЗХОВ) (рис. 2, а), поскольку они располагаются на относительно небольшой высоте (отм. 3,6 м), в начальный период расхолаживания (~50 мин) из-за резкого уменьшения требуемого расхода воды давление в камере смешения становится значительно выше расчетного, что приводит к срыву работы инжектора (рис. 3).

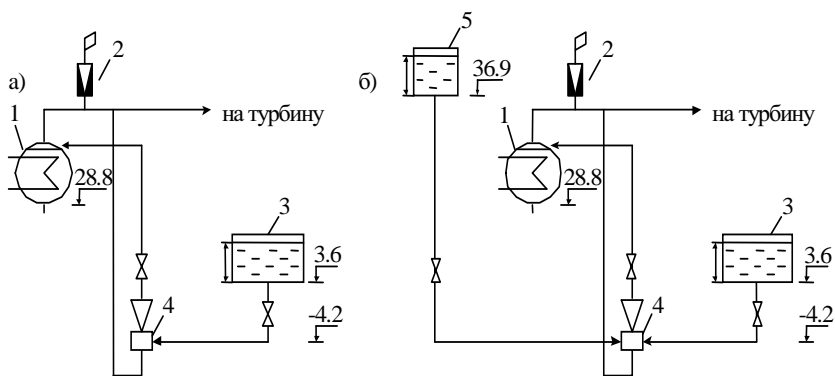


Рис. 2. Схема включения ПВИ от штатных БАЗХОВ (а) и с дополнительными баками запаса воды (б): 1 – ПГ; 2 – БРУ-А; 3 – БАЗХОВ; 4 – ПВИ; 5 – ДБАЗХОВ

Поэтому был рассмотрен вариант с установкой в реакторном отделении дополнительных баков запаса воды общим объемом $3 \times 100 \text{ м}^3$ на отм. 36,9 м (рис. 2, б). Анализ результатов расчета режима расхолаживания с подачей воды на ПВИ от дополнительных баков показал, что в этом случае пассивная САПВ с ПВИ обеспечивает ведение режима расхолаживания РУ со скоростью $30 \text{ }^\circ\text{C/ч}$ в течение ~ 170 мин (до давления в ПГ $p_{не} \approx 1,3 \text{ МПа}$) (рис. 4).

Для дальнейшего расхолаживания необходимо использовать, очевидно, инжектор с другими геометрическими характеристиками. В качестве варианта можно применить также рециркуляцию воды после ПВИ в БАЗХОВ для обеспечения работы ПВИ в режиме, близком к расчетному. Таким образом, проведенное исследование выявило принципиальную возможность применения ПВА в системе аварийного питания парогене-

раторов и ее работоспособность в условиях работы с переменными параметрами пара и воды.

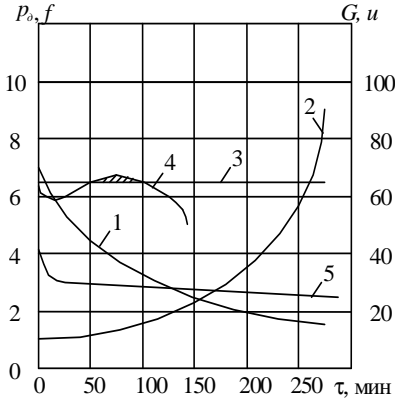


Рис. 3. Режим расхолаживания при питании ПВИ от штатных БАЗХОВ:
1 – давление за диффузором p_d , МПа; 2 – коэффициент инжекции u ; 3 – площадь горловины диффузора f_3 см^2 ; 4 – площадь скачка f_{ek} , см^2 ; 5 – расход воды в ПГ G , кг/с

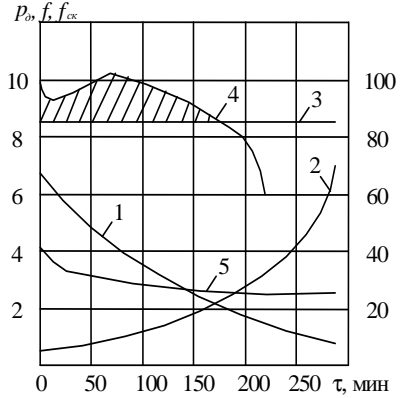


Рис. 4. Режим расхолаживания при питании ПВИ от дополнительных баков запаса воды:
1 – давление за диффузором p_d , МПа; 2 – коэффициент инжекции u ; 3 – площадь горловины диффузора f_3 , см^2 ; 4 – площадь скачка f_{ek} , см^2 ; 5 – расход воды в ПГ G , кг/с

Данная пассивная система может быть установлена в дополнение к существующей системе аварийного питания парогенераторов с АПЭН в целях обеспечения подачи воды в ПГ в режимах полного обесточивания АЭС (при отказе системы аварийного электроснабжения).

Библиографический список

1. Ильченко А.Г. Повышение безопасности действующих АЭС с ВВЭР в режимах полного обесточивания // VIII Бенардосовские чтения: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф.– Иваново, 1997. – С.149.
2. Циклаури Г.В., Данилин В.С., Селезнев Л.И. Адиабатные двухфазные течения. – М.: Атомиздат, 1973. – 448 с.
3. Фисенко В.В. Сжимаемость теплоносителя и эффективность работы контуров циркуляции ЯЭУ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.
4. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
5. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. – М.: Энергоиздат, 1981.

УДК 621.187.12

Эффективные способы реагентной и адсорбционной очистки воды на ТЭС от органических примесей

*Б.М. Ларин, д-р техн. наук, А.И. Пирогов, д-р хим. наук,
А.А. Гришин, инж.*

Одним из способов интенсификации процесса коагуляции органических веществ в осветлителе является создание новых коагулянтов и их композиций. За рубежом, а с недавних пор и в России большое распространение в качестве коагулянтов в процессах водоподготовки получили неорганические полимерные соединения, среди которых следует выделить полиоксихлорид алюминия (ОХА), общая формула которого $Al_m(OH)_nCl_{3m-n}$. Оксихлорид алюминия чаще всего получают с модулем основности 1/3, 2/3, 5/6, что соответствует степени основности 1,0; 2,0; 2,5 и формулам $Al(OH)Cl_2$, $Al(OH)_2Cl$, $Al_2(OH)_5Cl$ соответственно [1].

Однако только пробная коагуляция исходной воды с разными коагулянтами и дозами может дать ответ о целесообразности применения того или иного коагулянта в конкретных условиях химводоочистки ТЭС. При этом практически во всех случаях можно считать целесообразным применение флокулянтов.

Исследования на промышленных водоподготовительных установках по сорбции органических примесей природных вод анионитами начались с конца 70-х годов. В эти годы значительный вклад в развитие темы внесли исследования ВТИ и НИИ ВОДГЕО.

По данным специалистов ВОДГЕО, исследовавшим сорбцию органических веществ из воды р. Москва ионитами на ХВО ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго», снижение окисляемости до 1 мгО/дм³ получено лишь после ФСД [2].

Эффективными методами очистки воды от органических примесей являются метод коагуляции и флокуляции; коагуляции и адсорбции на твердом адсорбенте.

На первом этапе работы были выполнены исследования реагентных и адсорбционных методов обработки природных и технологических вод ТЭС с повышенным содержанием органических примесей. Традиционно такие методы реализуются, прежде всего, на стадии предочистки.

При этом установлено, что при одной коагуляции воды (без известкования) использование флокулянта нейтрального типа (N-100) при дозе

$D_{\phi} = 0,4$ мг-экв/дм³ позволяет повысить эффект удаления органических примесей на 15÷20 % больше, чем при использовании традиционного ПАА. Наряду с этим улучшаются характеристики шлама, в частности, в 1,5÷2,0 раза возрастает концентрация сухого вещества в шламе и увеличивается скорость осаждения.

В условиях обработки природной воды коагуляцией совместно с известкованием применение флокулянтов оказалось наиболее успешным при использовании флокулянтов «Аккофлок» анионитного типа (А-110 и А-130).

Существенное улучшение качества контактной среды отмечалось во всех опытах с применением флокулянтов «Аккофлок». Так для флокулянтов плотность шламовых частиц составила: для А-130 – 0,045 г/м³, А-110 – 0,062 г/м³, N-100 – 0,066 г/м³, что в 2 ÷ 2,5 раза превышает аналогичный показатель при применении флокулянта ПАА.

Скорость осаждения частиц шлама составила: для ПАА – 2,4 мм/с; N-100 – 2,5 мм/с; А-100 – 4,2 мм/с; А-130 – 4,4 мм/с.

Применение флокулянтов N-100, А-110, А-130 не только благоприятно скажется на качестве обработанной воды, но и позволит несколько увеличить производительность осветлителя.

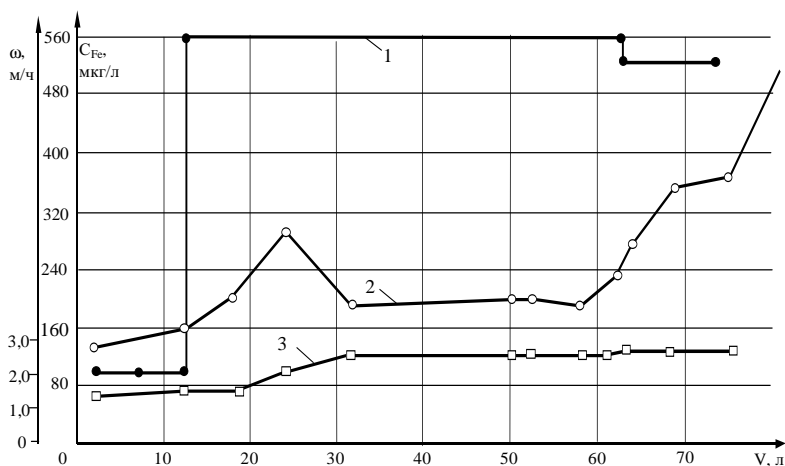
Целью проведения второго этапа экспериментальной работы явилась проверка сорбционной способности испытуемых материалов (перлита и сульфогля) на предмет удаления соединений железа из водопроводной воды в условиях взвешенного осадка: оптимизация скоростного режима, выбор оптимальной величины загрузки и фильтрующего материала.

На рисунке представлены результаты одной из серии опытов для рабочего цикла 5-граммовой загрузки крупной фракции (до 0,3 мм). Рабочий цикл характеризовался следующим: было сорбировано 22,425 мг железа, сорбционная емкость составила 4,485 мг/г. За время полезной работы выработано 34,5 дм³. Эффективность удаления железа – 77,9 %. Вынос загрузки отсутствовал.

Средний расход водопроводной воды 2,73 дм³/ч. Время контакта воды со взвешенным слоем загрузки сульфогля 3,5 ÷ 5,5 мин.

Аналогичная картина наблюдалась при испытании 5-граммовой загрузки мелкой фракции (МФ) перлита (табл. 1).

Положительные результаты лабораторных исследований подтверждены проведением промышленных испытаний.



Рабочий цикл сульфугольной загрузки крупной фракции (масса 5 г):
 1 – исходная концентрация железа; 2 – концентрация железа на выходе;
 3 – скорость фильтрации

Таблица 1. Результаты лабораторных исследований сорбции Fe из водопроводной воды на перлите

Параметр	10 г	5 г (МФ)
Сорбционная емкость, мг/г	1,92	4,168
Эффективность снижения исходной концентрации Fe, %	61	62,5
Вынос, %	28,3	–
Время контакта во взвешенном слое, мин	8	4,5
Количество пропущенной воды за время работы, дм ³	79,2	76,44
Скорость фильтрации в максимальном сечении взвешенного слоя, м/ч	1,15	2,29
Средняя плотность взвешенного слоя за цикл, г/см ³	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$3,42 \cdot 10^{-2}$
Содержание Fe на входе (выходе) в делительную воронку, мг/кг	58,0 (38,0)	58,0 (30,0)
Содержание SiO ₃ ²⁻ на входе (выходе) в делительную воронку, мг/кг	8,3 (7,7)	8,3 (7,1)
Окисляемость на входе (выходе) в делительную воронку, мгО/кг	8,0 (5,3)	8,0 (5,4)

Исследование совмещенного процесса коагуляции-адсорбции было выполнено применительно к очистке воды от органических примесей на Омской ТЭЦ-4 и Березовской ГРЭС-1, сотрудниками КирНИОЭ. Исследования показали, что при введении оптимальных дозировок порошкообразного активного угля и коагулянта в осветлитель обеспечивается поло-

жительный эффект очистки. При этом дополнительно к процессу коагуляции снимается около 50 % органических примесей.

Результаты исследований на Омской ТЭЦ-4 показали следующее.

Испытания проводились на осветлителе № 3 (первой очереди). В качестве контрольного использовался осветлитель № 1. Применялся порошкообразный активный уголь (ПАУ) отечественного производства марки «КАД-молотый».

Окисляемость исходной воды во время испытаний находилась в пределах $14 \div 18$ мгО/дм³. Доза коагулянта в эксплуатационных условиях поддерживается около $1,0 \div 1,2$ мг-экв/ дм³, при этом остаточная окисляемость в коагулированной воде осветлителя № 1 составляла $7,5 \div 9,0$ мгО/дм³, т.е. эффект очистки был не более 50 %.

На осветлителе № 3, на котором проводился совмещенный процесс адсорбции-коагуляции, наблюдалась аналогичная картина, но степень очистки при дозе ПАУ – $0,33$ г/дм³ составляет от 75 до 85 %, то есть применение ПАУ в осветлителе позволяет дополнительно уменьшить содержание органических соединений на $30 \div 50$ % по сравнению с осветлителем № 1. При окисляемости исходной воды $14 \div 17$ мгО/дм³ окисляемость в осветлителе № 3 составила $1,6 \div 4,0$ мгО/дм³.

Экспериментальные исследования показали, что расход активного угля по сравнению с процессом только одной адсорбции органических примесей в фильтрах гранулированного активного угля сокращается в $2 \div 2,5$ раза. Это отмечено на всех исследованных марках активных углей («Норит», осветляющий уголь японского производства и российских ПАУ: КАД-молотый, АГ-2).

Самый дешевый из промышленных активных углей – КАД-молотый (400 р/т – в ценах 1991 г.).

Расчет экономического эффекта от применения угольно-адсорбционной технологии выполнен на примере базового варианта (гранулированный активный уголь) и нового (порошкообразный активный уголь). Экономический эффект в ценах 1991 г. составил: для Омской ТЭЦ-4 – 800 тыс. р., а для Березовской ГРЭС-1 – 400 тыс. р.

Применение в энергетике активированных углей (АУ) могло бы способствовать решению целого ряда актуальных технологических и экологических задач. К ним, в частности, относятся:

- глубокая предочистка воды перед ВПУ от потенциально кислых органических веществ;
- глубокая очистка сточных вод ТЭС, повышение эффективности оборотного водоснабжения и снижение водопотребления.

Объем потребления АУ энергетикой Российской Федерации, при условии их доступности и дешевизны, может составить $80 \div 100$ тыс. т/г., а экономический эффект от их применения в энергетике – сотни миллионов рублей в год.

Во всех развитых странах уже в течение десятилетий АУ широко применяется в питьевом водоснабжении. Так, например, в США АУ применяется на сотнях крупных водопроводных станций, и только одна фирма Calgon Carbon производит более 100 тыс. т/г. АУ.

Наряду с активными углями целесообразно исследовать другие зернистые адсорбенты, имеющие высокую органоемкость и невысокую стоимость товарного продукта.

Авторами рассмотрен сорбент С-верад для фильтрационной очистки технологических вод ТЭС, а также промышленных и бытовых стоков до норм водоемов 1-й и 2-й категории. Проведены технологические испытания нового сорбента Институтом проблем промышленных экологии Севера РАН, проведены исследования рекультивации земель, загрязненных нефтепродуктами, с помощью сорбента С-верад [3].

Сорбент С-верад изготовлен на основе вермикулита [4]. Сорбционная емкость вермикулита по органическим веществам низкая и составляет от 0,1 до 0,3 г/г. В результате переработки химико-термическим способом вермикулита по особой технологии происходит увеличение его объема в $6 \div 8$ раз. В С-вераде вермикулит является минеральной матрицей (носителем) углеродной пленки (до 3 %), приобретающей в результате взаимодействия с минеральной подложкой вермикулита высокие сорбционные свойства по ряду органических примесей. Кроме того, С-верад приобретает, как и активированный уголь, гидрофобность, что позволяет использовать его, в частности, для очистки воды.

Для промышленных испытаний было проведено исследование в течение 3 месяцев по очистке шахтных вод с помощью адсорбента С-верада (фильтр № 1) в сравнении с применяемым ранее адсорбентом-магнезиально-железистым шлаком (фильтр № 2). Отдельные результаты приведены в табл. 2.

Условия очистки: температура воды – $7 \div 10$ °С, суточный объем очищаемый воды – $2000 \div 3000$ м³ ($83 \div 125$ м³/ч), линейная скорость фильтрации – $5 \div 6$ м/ч; периодичность отмывки – 2 раза в сутки в течение 15 минут с линейной скоростью $11 \div 12$ м/ч.

Анализ химического состава воды до и после прохождения через фильтр № 1, заполненный С-верадом (табл. 2), показывает:

1. С-верад является эффективным фильтрующим материалом и биоадсорбентом. Наблюдается уменьшение концентрации взвесей, нефтепродуктов, *pH*, железа, никеля и аммонийного азота.

2. Наблюдается незначительное увеличение (на $0,08 \div 0,11$ мг/дм³) содержания NO_2^- в очищенной воде, что обусловлено, вероятно, попаданием некоторого количества хозяйственно-бытовых стоков и органических загрязнителей (флотореагентов, ПАВ и др.) в сточные воды. С-верад является биоадсорбентом, работа которого приводит к интенсификации процессов деградации органических соединений и переводу азота, содержащегося в аминогруппах и аммиаке, в кислородсодержащие азотистые соединения. Для более глубокого окисления нитритов до нитратов необходимо увеличение температуры очищаемой воды и увеличение времени контакта растворенных нитритов с биоокисляющими бактериями, содержащимися на поверхности и внутри зерен адсорбента.

Таблица 2. Химический состав сточной воды после фильтра №1 с загрузкой С-верадом и фильтра № 2 с загрузкой магнезиально-железистым шлаком

Наименование пробы	Цветность, град.	Взвеси, мг/дм ³	NH_4^+ , мг/дм ³	NO_2^- , мг/дм ³	<i>Fe</i> , мг/дм ³	Нефтепродукты, мг/дм ³
23 мая, вход	44,0	80,5	4,67	0,834	0,138	0,382
фильтр № 1	37,5	1,0	4,26	0,943	0,042	0,050
фильтр № 2	40,1	6,6	4,60	0,861	0,101	0,315
28 мая, вход	60,0	83,0	4,92	0,865	0,218	0,418
фильтр № 1	37,5	1,5	4,03	0,946	0,044	0,044
фильтр № 2	50,1	10,3	4,71	0,881	0,193	0,392
17 июня, вход	60,0	83,0	4,26	1,380	0,129	0,420
фильтр № 1	37,5	1,5	4,16	1,470	0,091	0,052
фильтр № 2	52,3	7,6	4,16	1,410	0,096	0,390
19 июля, вход	43,0	97,5	5,69	1,380	0,218	1,592
фильтр № 1	35,0	0,5	4,81	1,440	0,031	0,051
фильтр № 2	40,0	4,0	5,26	1,390	0,291	1,297

Библиографический список

1. Коагуляционные свойства оксихлорида алюминия различных модификаций/Л.Г. Вазина, А.В. Богловский, В.Л. Меньшикова и др.//Теплоэнергетика. – 1997. – № 6. – С. 12–16.
2. Малахов И.А., Амосова Э.Г. Исследование состава и количества органических соединений в технологических потоках пара и воды блоков СКД и изучение их влияния на коррозионные повреждения труб сетевых подогревателей: Отчет ТОО «Экос» ГНЦ РФ НИИ ВОДГЕО. – М., 1996. – 148 с.
3. Гришин А.А. и др. Разработка эффективного сорбента и технологии очистки загрязненных стоков, удаление разливов нефтепродуктов, осушки воздуха // Новое в российской энергетике. – 2002. – №13.
4. Сорбент «С-верад». ТУ 2164-001-56598127-01. – М., 2001.

УДК 621. 187. 12

Диагностика нарушений водно-химического режима в рамках автоматической обучающей системы энергоблока 300 МВт

*Б.М. Ларин, д-р техн. наук, Е.Н. Бушуев, канд. техн. наук,
Е.В. Козюлина, асп.*

Надежность, экономичность и безопасность работы электростанций в значительной степени зависят от состояния водно-химического режима (ВХР). Старение основного оборудования энергоблоков требует широкого внедрения систем химико-технологического мониторинга (СХТМ), а также диагностики ранних нарушений ВХР. Накопленный за последние 10 – 15 лет опыт позволил сформулировать общие технологические требования к СХТМ ВХР энергоблоков [1, 2]. Рассматривая требования к функциям, следует отметить, что современный уровень состояния комплекса технических средств позволяет реализовать значительную часть требований, связанных с обработкой и выводом оператору результатов приборных измерений. С достаточной для оперативного контроля надежностью может быть организован отбор представительных проб и сбор данных с приборов АХК. Наибольшую сложность в реализации СХТМ вызывают следующие требования:

- решение оперативных задач по диагностике состояния ВХР и коррозионной диагностике;
- формирование и выдача советов оператору;
- анализ качества ведения ВХР;
- обучение (тренировки) оперативного персонала.

В Ивановском государственном энергетическом университете была разработана система для автоматического контроля качества вод типа конденсата [3, 4]. Более подробно она описана в [5, 6], и здесь приводятся только ключевые моменты разработанной методики. Метод основан на одновременном измерении pH пробы, удельной электропроводности пробы и её Н-катионированной пробы, а также температуры пробы и её Н-фильтрата, по результатам измерений рассчитываются нормируемые показатели качества: концентрации аммиака, натрия и хлоридов, значение общей щелочности. Данная методика дала положительные результаты при апробации в промышленных условиях Костромской ГРЭС. Система успешно функционирует в рамках установленной СХТМ Костром-

ской ГРЭС. Некоторые результаты измерений pH и удельной электропроводности приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчета и измерений pH и электропроводности в конденсате турбины К-300-240 за 6.02.2002 г.

Измеренные значения				Расчетные значения		
T , °С	pH	χ , мкСм/см	χ_{H_2} , мкСм/см	$[Na^+]^{всл}$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³	$\Sigma_{\text{о}}$, мкг-экв/дм ³
21	7,90	0,414	0,246	33	25	1,60
22	7,41	0,505	0,234	42	40	3,10
22	7,45	0,450	0,204	36	35	2,75
22	7,30	0,433	0,186	30	39	3,09
22	7,41	0,483	0,218	40	38	3,00
22	7,51	0,453	0,175	29	41	3,14

В ходе промышленных испытаний проводились возмущающие воздействия микродозировками хлорида натрия и аммиака. Параллельно проводились измерения приборами и химический анализ контролируемых показателей качества конденсата. Некоторые результаты измерений приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчета и измерений pH и электропроводности в конденсате турбины К-300-240 в период с 7.02.2002 по 8.02.2002 г. (при имитации присосов охлаждающей воды в конденсаторе турбины и при дозировке аммиака в питательную воду)

Дозирование реагентов в пробу	ΔC , мкг/дм ³	pH	χ , мкСм/см	χ_{H_2} , мкСм/см	Расчетные значения		
					$[Na^+]^{всл}$, мкг/дм ³	$[Cl^-]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³
Дози- ровка $NaCl$	0	7,09	0,440	0,254	40	43	27
	20	7,20	0,504	0,400	54	64	27
	40	6,73	0,686	0,962	80	110	23
Дози- ровка NH_3OH	0	6,83	0,440	0,175	33	22	39
	20	7,80	0,704	0,180	45	28	61
	50	8,11	0,909	0,162	29	20	91
	250	9,03	2,790	0,172	21	27	294

Наряду с проблемой диагностики нарушений ВХР в рамках оперативного химконтроля, следует уделять внимание обучению (тренировкам) оперативного персонала. На кафедре ХХТЭ Ивановского государственного энергетического университета разрабатывается электронный тренажер системы автоматического химконтроля ВХР энергоблока 300 МВт. Применение этого тренажера позволит создавать адекватные отклонения показаний химконтроля, научит быстро диагностировать и

устранять нарушения ВХР. Принцип работы электронного тренажера: «обучающийся» видит на экране компьютера схему конденсатно-питательного тракта. На этой схеме представлены как показания приборов автоматического химконтроля, так и результаты ручного анализа. «Инструктор» задает нарушение ВХР, «обучающийся» видит на экране изменение показаний приборов. Он должен найти причину и устранить нарушения. Принципиальная схема работы тренажера может быть показана следующим рисунком (рис. 1). Основным элементом тренажера является математическая модель «Математическая модель СХТМ ВХР блока». Центральной частью последней является математическая модель ионных компонентов.

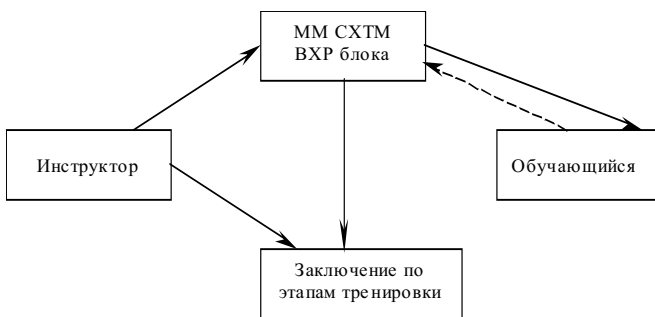


Рис.1. Принцип работы электронного тренажера

В составе математической модели ионных равновесий в конденсате (питательной воде) энергоблока лежат следующие уравнения.

Уравнения, описывающие диссоциацию слабых электролитов в анализируемой воде:

$$[H^+] [OH^-] = K_w ; \quad (1)$$

$$[H^+] [HCO_3^-] = K_I [H_2CO_3] ; \quad (2)$$

$$[H^+] [CO_3^{2-}] = K_{II} [HCO_3^-] ; \quad (3)$$

$$[NH_4^+] [OH^-] = K_{NH_4OH} [NH_4OH]. \quad (4)$$

Уравнение электронейтральности для анализируемой воды:

$$[H^+] + [Na^+]_{\text{уст}} + [NH_4^+] = [OH^-] + [HCO_3^-] + 2 \cdot [CO_3^{2-}] + [Cl^-]_{\text{уст}}. \quad (5)$$

Уравнение электропроводности для анализируемой воды:

$$1000 \chi = \lambda_{H^+} [H^+] + \lambda_{Na^+} [Na^+]_{\text{всл}} + \lambda_{NH_4^+} [NH_4^+] + \lambda_{OH^-} [OH^-] + \lambda_{HCO_3^-} [HCO_3^-] + 2\lambda_{CO_3^{2-}} [CO_3^{2-}] + \lambda_{Cl^-} [Cl^-]_{\text{всл}}. \quad (6)$$

Выражение концентрации ионов водорода в анализируемой воде, связанной с показателем pH :

$$pH = -\lg[H^+]. \quad (7)$$

Уравнения, описывающие диссоциацию слабых электролитов в Н-фильтрате:

$$[H^+]_H [OH^-]_H = K_w; \quad (8)$$

$$[H^+]_H [HCO_3^-]_H = K_I [H_2CO_3]_H; \quad (9)$$

$$[H^+]_H [CO_3^{2-}]_H = K_{II} [HCO_3^-]_H. \quad (10)$$

Уравнение электронейтральности для Н-фильтрата:

$$[H^+]_H + [Na^+]_H = [HCO_3^-]_H + [CO_3^{2-}]_H + [Cl^-]_H^{\text{всл}}. \quad (11)$$

Уравнение электропроводности для Н-фильтрата:

$$1000 \chi_H = \lambda_{H^+} [H^+]_H + \lambda_{Na^+} [Na^+]_H + \lambda_{HCO_3^-} [HCO_3^-]_H + \lambda_{CO_3^{2-}} [CO_3^{2-}]_H + \lambda_{Cl^-} [Cl^-]_H^{\text{всл}}. \quad (12)$$

Балансовое уравнение форм состояния углекислоты:

$$\begin{aligned} [H_2CO_3] + [HCO_3^-] + [CO_3^{2-}] = \\ = [H_2CO_3]_H + [HCO_3^-]_H + [CO_3^{2-}]_H. \end{aligned} \quad (13)$$

В уравнения (1)-(13) входят следующие величины:
входные данные:

$[Na^+]$, $[NH_3]$, $[Cl^-]$ – концентрации соответствующих ионов в анализируемой воде, моль/дм³; pH – значение показателя в анализируемой воде; $Щ_0$ – общая щелочность, мкг-экв/дм³;

выходные данные:

$\chi_{пр}$, χ_H – соответственно измеряемые удельные электропроводности в анализируемой воде и Н-фильтрате, См/см; $[NH_4^+]$, $[HCO_3^-]$, $[CO_3^{2-}]$, $[OH^-]$ – концентрации соответствующих ионов в анализируемой воде, моль/дм³; $[H^+]_H$, $[Na^+]_H$, $[HCO_3^-]_H$, $[CO_3^{2-}]_H$, $[OH^-]_H$, $[Cl^-]_H$ – концентрации соответствующих ионов в фильтрате Н-фильтра, моль/дм³;

параметры (внутренние характеристики математической модели, константы): K_w , K_b , K_{II} , K_{NHON} – концентрационные константы ионных равновесий воды, углекислоты по первой и второй ступеням и аммиака; λ_{H^+} , λ_{Na^+} и т.д. – предельные подвижности (или эквивалентные электропроводности) соответствующих ионов, См·см²/г-эquiv.

Для решения уравнений (1) – (13) необходимо принять допущения: концентрация ионов хлора в Н-фильтрате равна его исходной концентрации, т.е. $[Cl^-] = [Cl^-]_H$.

При реализации задачи обучения задаются следующие параметры: концентрации аммиака, натрия, хлоридов, значение общей щелочности и *pH* пробы. Решением системы алгебраических уравнений (1) – (13) рассчитываются значения удельной электропроводности исходной и Н-катионированной пробы. Дополнительно задаются температуры пробы и её Н-фильтрата. Необходимость учета температуры обусловлена её влиянием на величину *pH* и константы диссоциации электролитов, а также на подвижность ионов. В [3] приведены значения поправок для однокомпонентных растворов аммиака при переменных температурах.

Для определения точности расчетов показаний приборов АХК были выполнены расчеты удельной электропроводности исходной и Н-катионированной пробы по известным значениям концентраций аммиака, натрия и общей щелочности, а также *pH* и температуры анализируемой пробы воды. Результаты измерений и расчетов приведены в табл.3.

Таблица 3. Результаты расчетов удельной электропроводности по известным концентрациям аммиака, натрия и общей щелочности

Измеренные значения							Расчетные значения	
<i>T</i> , °C	<i>pH</i>	$[Na^+]$, мкг/дм ³	Σ_{ω} , мкг-эquiv/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³	χ' , мкСм/с/м	χ'_H , мкСм/с/м	χ' , мкСм/см	χ'_H , мкСм/см
22	7,49	33,81	2,900	38,00	0,449	0,180	0,480	0,204
23	7,90	36,27	1,358	21,81	0,414	0,246	0,381	0,218
22	7,22	61,17	1,455	19,32	0,508	0,413	0,550	0,450

Решением математической модели были выполнены расчеты показаний приборов автоматического химконтроля при таких нарушениях водно-химического режима, как присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины и передозировка аммиака в питательной воде. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Таблица 4. Пример расчета показаний приборов АХК при нарушениях ВХР

Нарушение ВХР	Измеренные значения		Расчетные значения приборов АХК		
	$[Na^+]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³	pH	χ' , мкСм/см	χ'_H , мкСм/см
Присосы охлаждающей воды в конденсаторе	42	27	7,09	0,440	0,254
	68	28	7,09	0,600	0,450
	98	27	7,09	0,800	0,700
	129	29	7,10	1,000	0,950
Передозировка аммиака в питательной воде	40	27	7,09	0,440	0,254
	51	57	7,2	0,650	0,259
	65	77	8,0	0,900	0,305
	82	132	8,5	1,505	0,405

Наряду с нарушениями ВХР при эксплуатации возможны нарушения в системе подготовки пробы. Часто эти нарушения связаны со значительным изменением, например снижением температуры пробы, а также со срабатыванием Н-колонки. Значительное снижение температуры может наблюдаться в зимний период, когда температура охлаждающей воды в устройстве подготовки пробы низкая.

В качестве примера были произведены расчеты показаний приборов при снижении температуры для одной пробы воды, при этом концентрация аммиака была равна 22,69 мкг/дм³, концентрация ионов натрия – 35,5 мкг/дм³, а общая щелочность составляла 1,4 мкг-экв/дм³. Результаты расчетов приведены в табл. 5.

Таблица 5. Результаты расчетов удельной электропроводности исходной и Н-катионированной пробы и pH при понижении температуры пробы

$T, ^\circ C$	$T_H, ^\circ C$	pH	χ' , мкСм/см	χ'_H , мкСм/см
25	27	7,768	0,455	0,300
23	25	7,702	0,425	0,250
21	23	7,900	0,414	0,246
19	21	7,570	0,390	0,190
17	19	7,504	0,375	0,180
16	18	7,471	0,365	0,175
15	17	7,438	0,360	0,170
13	15	7,372	0,350	0,165
10	12	7,273	0,340	0,155

Приведением показаний приборов к стандартной температуре 25 °С могут быть компенсированы лишь измерения кондуктометра и в малом диапазоне температур. Показания рН-метра требуют дополнительных расчетов [3,6]. Другим нарушением в системе подготовки пробы является истощение Н-колонки. В настоящее время диагностика этого нарушения достаточно затруднительна. Это связано с тем, что показания приборов при срабатывании Н-колонки, в частности кондуктометра, измеряющего удельную электропроводность Н-катионированной пробы, могут быть идентичны показаниям приборов при присосах охлаждающей воды в конденсаторе турбины. Отличие состоит в том, что при срабатывании Н-колонки удельная электропроводность и pH исходной пробы остаются неизменными, в то время как наблюдается увеличение удельной электропроводности Н-катионированной пробы и уменьшение pH этой пробы. Во втором случае (при присосах охлаждающей воды в конденсаторе турбины) наблюдаются незначительные изменения удельной электропроводности и pH исходной пробы и значительное их изменение для Н-катионированной пробы. В табл. 6 приведены расчеты показаний электропроводности исходной и Н-катионированной пробы, при значении $pH = 7,09$.

Таблица 6. Показания приборов АХК при срабатывании Н-колонки и присосах питательной воды в конденсаторе турбины

Присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины			Истощение Н-колонки		
χ , мкСм/см	$\chi_{Н}$, мкСм/см	pH_n	χ , мкСм/см	$\chi_{Н}$, мкСм/см	pH_n
0,44	0,25	6,44	0,53	0,23	6,56
0,50	0,35	6,25	0,53	0,30	6,74
0,60	0,45	6,14	0,53	0,36	6,86
0,65	0,50	6,09	0,53	0,40	6,91
0,70	0,65	5,94	0,53	0,45	7,00
0,80	0,70	5,89	0,53	0,47	7,02
0,95	0,85	5,82	0,53	0,50	7,05
1,00	0,95	5,77	0,53	0,53	7,08

Из табл.6 видно, что при истощении Н-колонки значение удельной электропроводности Н-катионированной пробы приближается к значению удельной электропроводности исходной пробы. Для диагностики срабатывания Н-колонки в качестве контрольного параметра можно ввести измерение pH в Н-катионированной пробе. При срабатывании Н-колонки pH_n начинает увеличиваться, при присосах охлаждающей во-

ды в конденсаторе турбины pH_u уменьшается, что однозначно определяет характер нарушения (рис. 2).

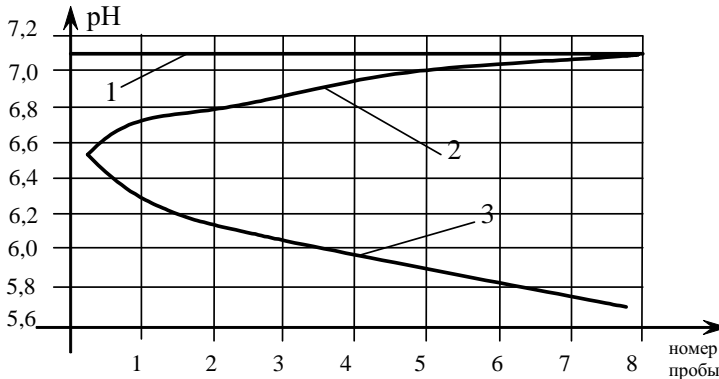


Рис. 2. Изменение величины pH N -катионированной пробы при срабатывании N -колонки (2) и при присосах охлаждающей воды в конденсаторе турбины (3):
1 – величина pH исходной пробы

В целом предложенная математическая модель может быть использована как для обучения оперативного персонала, так и для проведения оперативного химконтроля ВХР. Применение такого тренажера позволит создавать адекватные отклонения показаний химконтроля, научит быстро диагностировать и устранять нарушения ВХР.

Библиографический список

1. **Общие** технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций (ОТТ СХТС ВХР ТЭС). РД 153-34.1-37.532.4-2001. – М., 2001.
2. **Воронов В.Н., Назаренко П.Н., Паули В.К.** Некоторые принципы внедрения систем химико-технологического мониторинга на ТЭС // Теплоэнергетика. – 1997. – №6. – С. 2–7.
3. **Ларин Б.М., Еремина Н.А.** Расчет минерализации и концентрации аммиака и углекислоты в водах типа конденсата // Теплоэнергетика. 2000. – №7. – С.10–14.
4. **Патент** на изобретение № 2168172. Способ контроля качества конденсата и питательной воды. – М., 2001.
5. **Промышленные** испытания методики расчета примесей конденсата и питательной воды барабанного котла СВД / Б.М. Ларин, Е.Н. Бушуев, М.Ю. Опарин и др. // Вестник ИГЭУ. – 2002. – Вып.1. – С. 47–51.
6. **Козюлина Е.В.** Анализ системы химико-технологического мониторинга (СХТМ) Костромской ГРЭС // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования: Материалы III Всерос. науч.-практ. конф. / Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002. – С. 133–136.

УДК 621.187.11

Испытание перспективной технологии «Швебебет» для умягчения воды на катионите С-100

*А.И. Пирогов, д-р хим. наук,
М.Ю. Опарин, канд. техн. наук, А.Б. Ларин, инж.*

Химводоочистка ТСЦ стана 2000 ОАО «Северсталь» производительностью 1700 м³/ч предназначена для выработки глубокоумягченной воды ($J_{\text{ж}} < 10$ мкг-экв/л) и включает две стадии обработки исходной воды (р. Шексна): осветление на механических фильтрах с периодическим подключением контактной коагуляции и Na-катионирование на противоточных фильтрах, выполненных по технологии «Швебебет».

Генеральным подрядчиком проекта является фирма «Chriva». Поэтапный пуск ХВО ТСЦ проводится в 2004 году.

Теория процессов осветления и умягчения природной воды достаточно хорошо изучена [1 – 3]. Однако в данном проекте нашли применение скоростные технологии противоточного ионирования, малоприменяемые на установках очистки воды, отличающейся малой минерализацией, невысокой мутностью и высоким содержанием органических примесей [4, 5].

В связи с этим проводились специальные исследования динамических характеристик ионитов и детальная проработка наладочных испытаний Na-катионитных фильтров. Все работы выполнялись на основании ГОСТов и нормативно-технической документации [6 – 9].

Na-фильтры загружены импортным катионитом Purolite ppC-100, широко применяемым на ТЭС России в настоящее время. Сертификат на катионит содержит лишь значения полной сорбционной емкости катионита, безотносительно к условиям работы фильтра и качеству обрабатываемой воды.

Целью исследования было определение динамической обменной емкости катионита ppC-100 (полной и рабочей) в соответствии с требованиями ГОСТа и в условиях, близких к условиям эксплуатации промышленного фильтра.

Конкретные задачи работы включали:

- создание лабораторной установки прямооточного и противоточного Na-катионирования и отработку методики испытания по ГОСТ 20255.2-89 [6];

- испытание катионита ррС-100 в сравнении с отечественным катионитом КУ-2-8 на модельных растворах с определением полной динамической обменной емкости;

- снятие «выходных кривых» фильтрации и получение зависимости рабочей обменной емкости катионита ррС-100 (в сравнении с катионитом КУ-2-8) в зависимости от расхода реагента ($NaCl$) на регенерацию при прямоточном и противоточном режимах фильтрации воды и реагента.

Через слой катионита, загруженного в фильтры, пропусклся раствор с известной жесткостью. Скорость пропуска раствора была примерно 10 м/ч и поддерживалась одинаковой в течение всего времени фильтроцикла до проскока жесткости в фильтрат ($J_o^{mp} = 100$ мкг-экв/л). Контроль за величиной жесткости осуществлялся лабораторными химическими анализами в течение всего фильтроцикла. Анализ проводился по методике [10].

По окончании каждого фильтроцикла в одной серии опытов (с заданным расходом соли на регенерацию) определялся объем пропущенной воды, затем усреднялся по всем опытам в серии.

Далее рассчитывалась динамическая обменная емкость.

$$DOE_{раб}^{100} = \frac{V_{\phi} \cdot C \cdot 1000}{V_n},$$

где V_{ϕ} – объем пропущенного фильтрата; V_n – объем катионита, загруженного в фильтр; C – общая жесткость фильтруемой воды, мг-экв/л.

Результаты лабораторных испытаний катионитов ррС-100 и КУ-2-8 на определение ДОЕ в зависимости от удельного расхода соли на регенерацию приведены в табл. 1 – 3.

Таблица 1. Результаты лабораторных испытаний катионита ррС-100 при прямотоке

Номер серии	Удельный расход $NaCl$ на регенерацию, г/г-экв	Объем катионита, загруженного в фильтр, л	Объем фильтрата до проскока жесткости 100 мкг-экв/л, л	Значение ДОЕ, мг-экв/л
1	Избыток	0,120	15	1250
2	180	0,20	25	1250
3	130	0,20	22	1100
4	90	0,20	18	900

Испытание перспективной технологии «Швебебет» для умягчения воды на катионите С-100

Таблица 2. Результаты лабораторных испытаний катионита КУ-2-8 при прямотоке

Номер серии	Удельный расход $NaCl$ на регенерацию, г/г-экв	Объем катионита, загруженного в фильтр, л	Объем фильтрата до проскока жесткости 100 мкг-экв/л, л	Значение ДОЕ, мг-экв/л
1	Избыток	0,20	26	1300
2	180	0,20	23	1150
3	140	0,20	19	960
4	100	0,20	15	750

Таблица 3. Результаты лабораторных испытаний катионита ррС-100 при противотоке

Номер серии	Удельный расход $NaCl$ на регенерацию, г/г-экв	Объем катионита, загруженного в фильтр, л	Объем фильтрата до проскока жесткости 100 мкг-экв/л, л	Значение ДОЕ, мг-экв/л
1	Избыток	0,350	43	1250
2	180	0,350	43	1250
3	120	0,350	37	1050
4	90	0,350	32	900
5	50	0,350	21	600

По результатам обработки опытных данных были построены следующие графические зависимости: (J_o) – V_o/V_k – проскок общей жесткости в фильтрат – от относительного объема пропущенной воды (на 1 л катионита) для катионита ррС-100 в условиях прямотока и противотока (рис. 1), при отключении фильтров на регенерацию по $J_o > 100$ мкг-экв/л; то же для катионита ррС-100, но при срабатывании полной обменной емкости (ПОЕ) – рис. 2; рабочая обменная емкость (E_p) – q_{NaCl} (удельный расход соли на регенерацию) для катионита ррС-100 (прямоток и противоток) и катионита КУ-2-8 (прямоток) – рис. 3.

Проведенные лабораторные испытания показали следующее.

Полная статическая обменная емкость катионита ррС-100 равна 2100 г-экв/м³ (2,1 г-экв/л), что соответствует сертификату на катионит.

Полная динамическая обменная емкость, т.е. обменная емкость катионита до полного его истощения при фильтрации обрабатываемой воды через колонку с катионитом (рис. 2), равна 1850 г-экв/м³ как для катионита ррС-100, так и для катионита КУ-2-8.

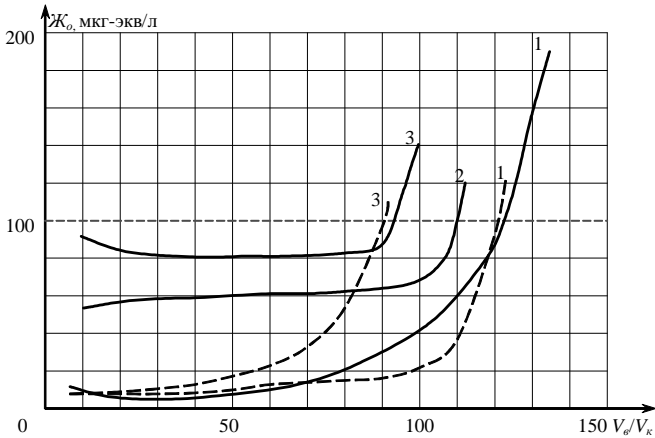


Рис. 1. Выходные кривые фильтра с катионитом ррС-100 в условиях прямотока и противотока: 1 – $q_{NaCl} = 180$ г/г-экв; 2 – $q_{NaCl} = 130$ г/г-экв; 3 – $q_{NaCl} = 90$ г/г-экв

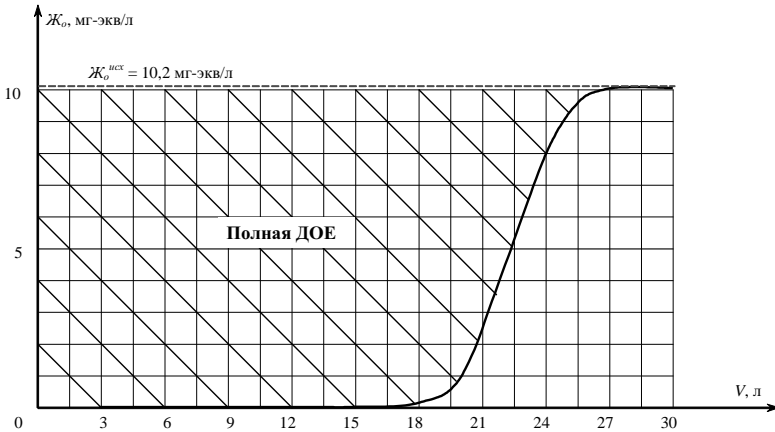


Рис. 2. Выходная кривая фильтра с катионитом ррС-100 при избыточной (полной) регенерации катионита и полном срабатывании обменной емкости

Рабочая обменная емкость катионита ррС-100, т.е. емкость смолы при фильтрации воды до проскока сорбируемого иона 100 мкг-экв/л, изменяется от 1250 г-экв/м³ при значительном избытке соли на регенерацию до 600 г-экв/м³ при расходе соли в 50 г/г-экв сорбированных

ионов. Интересно, что и для прямотока и для противотока обменные емкости катионита ррС-100 оказались одинаковыми при равных расходах соли на регенерацию (рис. 3). Однако значения проскока катионов жесткости в фильтрат при противотоке малы и существенно меньше таковых при прямотоке (см. рис. 1), что обеспечивает высокое качество фильтрата и не требует второй ступени Na -катионирования, как в традиционных схемах умягчения воды для котлов среднего давления на ТЭС и в котельных. Установлено (рис. 3), что рабочая обменная емкость катионита ррС-100 несколько больше (в пределах ~20 %) таковой для катионита КУ-2-8 при равных расходах соли на регенерацию, это дает ему некоторые преимущества по сравнению с отечественным катионитом.

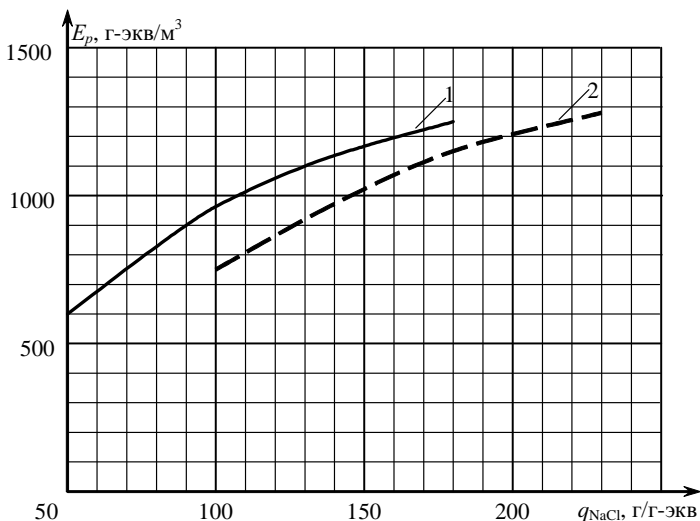


Рис. 3. Зависимость рабочей обменной емкости катионитов ррС-100 (1) и КУ-2-8 (2) от удельного расхода соли на регенерацию

Для пускового периода промышленной эксплуатации катионита ррС-100 может быть рекомендован удельный расход соли на регенерацию в пределах 110 – 120 г/г-экв (рабочая обменная емкость (E_p) равна 1200 г-экв/м³).

Рабочий цикл Na -катионитных фильтров (рис. 4) состоит из двух операций: работы и регенерации.

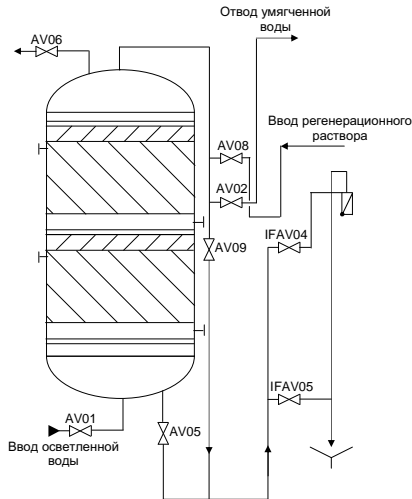


Рис. 4. Принципиальная схема Na -катионитного фильтра:

AV01 – подвод осветленной воды/ввод доотмывочной воды; AV02 – выход химически очищенной воды; AV05 – опорожнение/выход отмывочной воды/выход отработанного регенерационного раствора; AV06 – воздушник; AV08 – подвод регенерационного раствора; AV09 – выход доотмывочной воды; IFAV05 – опорожнение; IFAV04 – сброс отработанного регенерационного раствора в дренаж/сброс отмывочной воды в дренаж

Работа предполагает фильтрацию осветленной воды снизу-вверх с расходом от $170 \text{ м}^3/\text{ч}$ до $585 \text{ м}^3/\text{ч}$ при условии неперевышения перепада давления на фильтре больше $0,8 \text{ атм}$ и при жесткости фильтрата (умягченной воды) не более 10 мкг-экв/л . В период испытаний фильтрация воды производилась в диапазоне расходов $170 - 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ на всех четырех Na -фильтрах. Максимальный перепад давления составлял $0,6 - 0,7 \text{ атм}$ на всех фильтрах, кроме $Na-1$, занесенного песком из механического фильтра № 7, при пуске последнего. На фильтре $Na-1$ наблюдался повышенный перепад давления, что вызывает необходимость выгрузки фильтрующего материала из нижней камеры (см. рис. 4) и промывку нижней дренажной системы обратным током воды.

Отключение Na -фильтров из работы в регенерацию производилось при появлении катионов жесткости в фильтрате и превышении $J_0 \geq 10 \text{ мкг-экв/л}$.

Операция регенерации Na -фильтров выполняется согласно режимной карте пропуском регенерационного раствора соли сверху вниз с рас-

ходом $55 - 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и концентрацией NaCl , равной $6 - 8 \%$. Схема приготовления регенерационного раствора соли предполагает разбавление концентрированного раствора ($C_{\text{NaCl}} \cong 20 \%$) из бака мерника (БМ) в эжекторе соли потоком разбавляющей воды с расходом $37 - 39 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Время работы эжектора соли составляет около 1 часа и определяется расходом концентрированного раствора соли из БМ по уменьшению уровня раствора соли на $2,5 - 3,0 \text{ м}$ согласно установленному расходу соли на одну регенерацию.

После отключения эжектора производится вытеснение раствора соли из Na -фильтра по линии регенерации с увеличением расхода вытесняющей воды до $55 - 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ (выключение насоса № 2). Время пропуска вытесняющей воды – 1 час.

Окончательным этапом операции «регенерация» перед включением Na -фильтра в работу является домывка по линии фильтрации обрабатываемой воды (снизу-вверх) с расходом $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 15 минут со сбросом фильтрата в дренаж.

Основой пусконаладочных испытаний Na -фильтров является «снятие» характеристик регенерации в целях определения рабочей обменной емкости катионита и расхода соли на одну регенерацию.

В процессе испытаний были «сняты» фильтроциклы всех четырех Na -катионитных фильтров, обработаны и проанализированы. Характеристики регенераций разных фильтров близки, и здесь приводится один фильтроцикл.

Na -катионитный фильтр № 3. Второй фильтроцикл.

Физические характеристики Na -фильтра:

- диаметр фильтра $d = 3,8 \text{ м}$; высота слоя катионита $h_{\text{кат}} = 2,77 \text{ м}$; объем катионита $V_{\text{кат}} = 31,4 \text{ м}^3$; площадь фильтрации $f = 11,33 \text{ м}^2$;
- тип катионита: ррС-100 (пьюролайт-Англия), сильнокислотный типа КУ-2-8;
- средняя скорость фильтрования воды $V_{\phi} = 30 \text{ м}/\text{ч}$ ($Q = 340 \text{ м}^3/\text{ч}$);
- скорость пропуска регенерационного раствора соли:

а) регенерация: $(V_{\text{NaCl}})_{1\text{эман}} = \frac{(38 + 26)}{11,33} = 5,6 \text{ м}/\text{ч}$;

б) вытеснение: $(V_{\text{NaCl}})_{2\text{эман}} = \frac{59}{11,33} = 5,21 \text{ м}/\text{ч}$,

где расход разбавляющей воды $Q_{\text{НРС}} = 39 \text{ м}^3/\text{ч}$; средний расход соли из БМ $Q_{\text{С}} = 26 \text{ м}^3/\text{ч}$; расход вытесняющей воды $Q_{\text{НВС}} = 59 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Характеристика качества обрабатываемой воды:

- вход осветленной воды: $\mathcal{J}_o = 2,0$ мг-экв/л;
- выход фильтрата NaR : $\mathcal{J}_o < 0,002$ мг-экв/л;
- ионная нагрузка: $\Delta\mathcal{J}_o = 2,0$ г-экв/м³ воды;
- удельная электропроводность осветленной воды: $\chi_{25} = 208$ мкСм/см.

Анализ проб отобранного регенерационного раствора соли приведен в табл. 4.

Таблица 4. Анализ проб регенерационного стока

Но- мер пробы	Время отбора проб	χ_{25} разбав., млСм/см	ΣC , мг-экв/л		\mathcal{J}_o , мг-экв/л	Примечание $\Sigma C = \mathcal{J}_o + Na^+$, мг-экв/л
			Разбавленная проба	Пробы без разбавления		
0	10 ¹⁵	20,13·10 ⁻³ /25	0,16	2,0	1,8	$\Sigma C = \frac{20,13}{126,5} = 0,16$
1	10 ³⁰	957,8·10 ⁻³ /25	7,57	189,3	190	$\Sigma C = \frac{957,8}{126,5} = 7,57$
2	10 ⁴⁵	3,806/25	34,5	863	880	$\Sigma C = \frac{3806}{110} = 34,5$
3	11 ⁰⁰	5,42/25	49	1225	870	$\Sigma C = \frac{5420}{110} = 49$
4	11 ¹⁵	5,834/25	53	1325	680	$\Sigma C = \frac{5834}{110} = 53$
5	11 ³⁰	5,998/25	54,5	1363	470	$\Sigma C = \frac{5998}{110} = 54,5$
6	11 ⁴⁵	0,891/25	7,05	176,1	12	$\Sigma C = \frac{891}{126,5} = 7,05$
7	12 ⁰⁰	0,069/25	0,55	13,7	0,83	$\Sigma C = \frac{0,069}{126,5} = 0,55$
8	12 ¹⁵	799,5/без разбавл.	6,61	6,61	0,10	$\Sigma C = \frac{799,5}{121} = 6,6$

Обработка результатов регенерации.

Анализ данных регенерации:

- расход рабочего раствора соли (6 – 8 % $NaCl$) равен 60 м³/ч;
- расход вытесняющей воды (при отключенном эжекторе) составил также около 60 м³/ч.

Направление движения раствора соли и отмывочной воды сверху-вниз. Таким образом, в течение времени от 10⁰⁵ до 12⁰⁰ осуществлялся пропуск рабочего раствора соли и отмывочной воды через катионит сверху-вниз при среднем расходе 60 м³/ч.

Домывка по линии подачи осветленной воды снизу-вверх со сбросом в дренаж идет с расходом (в среднем) $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 15 минут.

Графическая зависимость выхода регенерации показана на рис. 5.

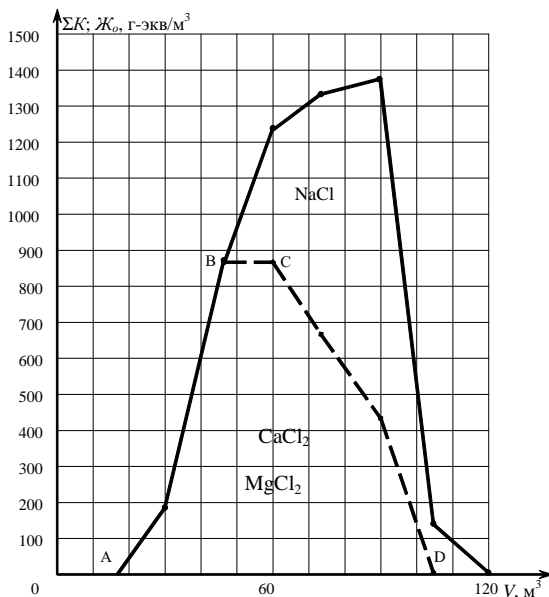


Рис. 5. Выходная зависимость регенерации Na -катионитного фильтра (Na-3 , 18.02.04)

Обменная емкость катионита в фильтре Na-3 по данным регенерации составляет

$$E_p^{\text{рег}} = \frac{(\Sigma \mathcal{J}_0)_{\text{рег}}}{V_{\text{кат}}} = \frac{46515}{31,4} = 1481 \text{ Г-ЭКВ}/\text{м}^3,$$

где $(\Sigma \mathcal{J}_0)_{\text{рег}}$ — содержание катионов жесткости в отработанном регенерационном растворе по рис. 5 (площадь под кривой ABCD).

Среднее значение обменной емкости по данным фильтроцикла и регенерации

$$E_p = \frac{1391 + 1481}{2} = 1436 \text{ Г-ЭКВ}/\text{м}^3.$$

По результатам испытаний Na-катионитных фильтров новой ХВО ТСЦ стана 2000 в период пуска установлено следующее.

1. Рабочая обменная емкость катионита ррС-100, определенная по первому фильтроциклу, близка к полной динамической обменной емкости и составила ~ 1850 г-экв/м³. Обменная емкость этого же катионита, освобожденная при первой регенерации для следующего фильтроцикла, составила 1560 г-экв/м³, а после отработки 2-го рабочего цикла (фильтр № 3) составила около 1400 г-экв/м³, что подтвердилось и «снятием» регенерационных характеристик.

Таким образом, при одном и том же расходе соли на регенерацию (4,5 – 4,7 т/рег. в расчете на 100 % NaCl) рабочая обменная емкость катионита снизилась от 1850 до 1400 г-экв/м³ и имеет тенденцию к дальнейшему снижению: примерно до 1100 – 1200 г-экв/м³ через 3 – 6 месяцев эксплуатации.

2. Принятый по условиям лабораторных испытаний расход соли на одну регенерацию массой 4,5 – 4,7 т/рег. в расчете на 100 % NaCl в пересчете на удельный расход соли составил после первого фильтроцикла – 96 г/г-экв; после второго фильтроцикла – 103 г/г-экв и имеет тенденцию к увеличению до 110 – 120 г/г-экв через 3 – 6 месяцев эксплуатации в связи со снижением рабочей обменной емкости катионита ррС-100 до стабильного уровня.

3. Расход воды на собственные нужды Na-фильтра в расчете на одну регенерацию составил:
40 (разбавление NaCl) + 60 (вытеснение NaCl) + 50 (домывка) = 150 м³/рег., или в расчете на 1 м³ катионита

$$q_{с.н} = \frac{150}{31,4} = 4,8 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

или в расчете на 1 м³ умягченной (обработанной) воды

$q_{с.н} = \left(\frac{150}{29123}\right) \cdot 100\% \approx 0,5\%$ после первого фильтроцикла и 0,75 % после второго фильтроцикла.

В связи с уменьшением рабочей обменной емкости катионита в первые 3 – 6 месяцев эксплуатации предполагается увеличение расхода умягченной воды на собственные нужды до $\sim 1,5\%$ расхода обработанной воды.

Библиографический список

1. **Обработка** воды на ТЭС / Под ред. В.А. Голубцова, С.М. Гурвича. – М.: Энергия, 1966.
2. **Кострикин Ю.М., Мещерский Н.А., Коровина О.В.** Водоподготовка и водный режим энергоблоков низкого и среднего давления. – М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. **Мещерский Н.А.** Эксплуатация водоподготовительных установок электростанций высокого давления. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
4. **Ларин Б.М., Бушуев Е.Н., Бушуева Н.В.** Технологическое и экологическое совершенствование водоподготовительных установок на ТЭС // Теплоэнергетика. – 2001. – №8.
5. **Исследование сорбции-десорбции на ионитных фильтрах органических примесей природных вод / А.А. Гришин, Б.М. Ларин, И.А. Малахов, Б.С. Федосеев // Теплоэнергетика. – 2004. – №7. – С. 8–12.**
6. **ГОСТ.** Иониты. Определение полной динамической обменной емкости.
7. **Методические** указания по применению ионитов на водоподготовительных установках тепловых электростанций. РД 34.37.526-94. – М., 1994.
8. **Нормы** удельного расхода поваренной соли на регенерацию Na-катионитных фильтров ВПУ. РД 34.10.406 / ВТИ. – М., 1987.
9. **РД** по пусконаладочным испытаниям.
10. **Пирогов А.И.** Химический контроль и техника анализа. – Иваново, 2003. – С. 56-63.

УДК 621. 187. 12

Обоснование автоматического химконтроля на установке
термохимического обессоливания воды

А.Б. Ларин, асп., Д.А. Антошин, инж., М.Ю. Опарин, канд. техн. наук

Одной из перспективных схем подготовки добавочной воды для барабанных энергетических котлов ТЭС является схема, приведенная на рис. 1 [1].

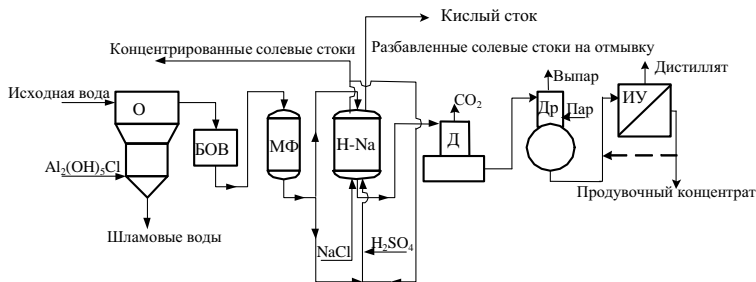


Рис. 1. Принципиальная технологическая схема установки термохимического обессоливания воды

Согласно рис. 1 исходная вода поступает в осветлитель (О), где обрабатывается коагулянтом – оксихлоридом алюминия ($Al_2(OH)_5Cl$). В осветлитель предусматривается ввод флокулянта. Далее коагулированная вода собирается в бак осветленной воды (БОВ) и фильтруется через механические фильтры (МФ), загруженные антрацитом. После очистки на механических фильтрах осветленная вода подается на Н-Na-катионитные фильтры, работающие по технологии противоточного ионирования UP.CO.RE. Фильтры загружены смесью слабокислотного катионита МАК-3Н и сильнокислотного катионита Моно С-600. В качестве инертного материала в катионитных фильтрах используется смола IF-62.

Умягченная вода с повышенным содержанием углекислоты проходит декарбонизатор (Д), деаэратор (Др) и подается на испарительную установку (ИУ).

В случае подготовки добавочной воды для прямоточных котлов ГРЭС схема по рис. 1 дополняется финишной ступенью обессоливания дистиллята испарительной установки, выполненной в виде отдельных Н-ОН-фильтров или в виде фильтра смешанного действия (ФСД).

В лаборатории автоматического химконтроля кафедры ХХТЭ ИГЭУ создан стенд: действующая модель термохимической обработки добавочной воды энергетических котлов. Схема лабораторной установки приведена на рис. 2.

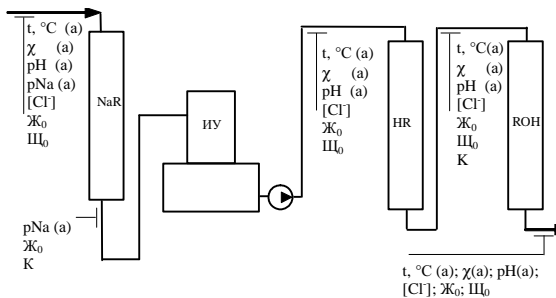


Рис. 2. Принципиальная схема стенда «Обработка воды» с системой АХК:
NaR – Na-катионитный фильтр; *ИУ* – испарительная установка; *HR* – Н-катионитный фильтр; *ROH* – OH-анионитный фильтр; $t^{\circ}C$ (a), χ (a), pH (a), pNa (a) – датчики автоматического химконтроля; $Ж_0$, $Щ_0$, K , $[Cl^-]$ – показатели оперативного химконтроля

Водопроводная вода, имеющая качество осветленной воды, поступает на Na-катионитный фильтр. Фильтрат *NaR* является питательной водой испарительной установки, а дистиллят *ИУ* насосом подается на Н-катионитный фильтр, а затем на ОН-анионитный.

Таким образом, схема лабораторной установки моделирует схему термохимического обессоливания по рис. 1 для энергетических котлов ТЭС.

В условиях перехода современной энергетики на автоматические системы уравнения теплоэнергетических процессов (АСУ ТП), включающих подсистемы СХТМ (системы химико-технологического мониторинга), важную роль играет разработка автоматической системы химконтроля за обессоливанием добавочной воды, реализованная на лабораторном стенде согласно рис. 2.

Автоматизированная система химконтроля (АХК) и мониторинга ионитных фильтров является частью автоматизированной системы управления (АСУ) стенда обработки воды, а также имеет самостоятельные функции контроля и диагностики процессов водоподготовки.

В первом случае АХК должна давать аналоговые сигналы в АСУ ТП об истощении ионита и окончании его отмывки от продуктов регенерации.

Во втором случае кроме контроля за технологическим процессом АХК должна представлять информацию (цифровую и графическую) о состоянии процессов и оборудовании ВПУ, формируя фрагменты мнемосхемы с отображением на дисплее монитора. Должна обеспечиваться точность измерений, накопление, хранение и обработка показаний приборов.

Представленный на рис. 2 химконтроль содержит автоматические измерения ($t^{\circ}\text{C}$, χ , pH , pNa) и лабораторные анализы (J_{O} , K , Щ_o [Cl^-]). Назначение последних состоит в отработке метода количественного химконтроля на основе кондуктометрических и потенциометрических измерений; метода, разработанного на кафедре ХХТЭ ИГЭУ для химического мониторинга и диагностики процессов по стадиям водоподготовки [2–4].

Для исходной воды метод предполагает следующую математическую модель ионных равновесий.

Измеряя в период наладки установки общую жесткость (J_{O} , мг-экв/дм³), щелочность (Щ_o , мг-экв/дм³), содержание хлоридов ($[Cl^-]$, мг/дм³), а также температуру (t , °C) и удельную электропроводность (χ , мкСм/см), можно рассчитать минерализацию (солесодержание) воды (M , мг-экв/дм³) и концентрации сульфат-ионов ($[SO_4^{2-}]$, мг/дм³) и ионов натрия ($[Na^+]$, мг/дм³) по уравнениям (1) – (3).

$$M = \frac{0,028 \cdot [Cl^-] + \text{Щ}_o + \left(\chi - 0,028 \cdot [Cl^-] \cdot \lambda_{Cl^-}^{cp} - \text{Щ}_o \cdot \lambda_{HCO_3^-}^{cp} \right)}{\lambda_{SO_4^{2-}}^{cp}}, \quad (1)$$

$$\left[SO_4^{2-}\right] = \frac{48 \cdot \left(\chi - 0,028 \cdot \left[Cl^{-}\right] \cdot \lambda_{Cl^{-}}^{cp} - \text{Ш}_o \cdot \lambda_{HCO_3^{-}}^{cp}\right)}{\lambda_{SO_4^{2-}}^{cp}}, \quad (2)$$

$$\left[Na^{+}\right] = 23 \cdot \left(\text{Ш}_o + 0,028 \cdot \left[Cl^{-}\right] + 0,0208 \cdot \left[SO_4^{2-}\right] - \text{Ж}_o\right), \quad (3)$$

где $\lambda_{Cl^{-}}^{cp}, \lambda_{SO_4^{2-}}^{cp}, \lambda_{HCO_3^{-}}^{cp}$ – средние значения (по Ca^{2+} , Mg^{2+} и Na^{+}) эквивалентных электропроводностей хлоридов, сульфатов и бикарбонатов, определяемые по уравнениям (4) ÷ (6) в диапазоне температур $15 \div 45$ °С, характерном для исходных вод ТЭС.

$$\lambda_{Cl^{-}}^{cp} = (1 + 0,0203 \cdot (t - 18)) \cdot (0,0597 \cdot M_o^2 - 1,4317 \cdot M_o + 110,172), \quad (4)$$

$$\lambda_{SO_4^{2-}}^{cp} = (1 + 0,0208 \cdot (t - 18)) \cdot (0,195 \cdot M_o^2 - 4,095 \cdot M_o + 106,61), \quad (5)$$

$$\lambda_{HCO_3^{-}}^{cp} = (1 + 0,0201 \cdot (t - 18)) \cdot (0,065 \cdot M_o^2 - 1,743 \cdot M_o + 83,578), \quad (6)$$

где M_o – начальное приближение значения минерализации воды, равное $0,01 \cdot \chi$, г-экв/дм³.

Принятый метод позволяет расчетным путем определить концентрации неудобных для анализа сульфат-ионов и ионов натрия, а в дальнейшем, при эксплуатации установки, отказаться от ручного анализа хлоридов и жесткости, используя найденные соотношения концентраций $\text{Ж}_o \cdot [Na^{+}]$ и $[Cl^{-}] : [SO_4^{2-}]$ и выполняя расчет в несколько приближений.

Для фильтрата NaR – Na-катионитного фильтра принят метод контроля истощения катионита и отключения фильтра в регенерацию по дифференциальному измерению pNa до и после фильтра.

Истощение катионита и отключение на регенерацию Na-катионитных фильтров осуществляют по проскоку катионов жесткости в фильтрат. Для вод, поступающих на Na-катионитные фильтры с относительно невысоким содержанием катионов натрия (меньшим жесткости), может быть рекомендован автоматизированный химконтроль путем измерения показателя pNa фильтрата. На рис. 3 приведены данные лабораторного опыта по химконтролю истощения катионита в Na-фильтре [4]. В эксперименте общая жесткость поступающей на фильтр воды составляла 2,8 мг-экв/дм³, концентрация катионов натрия – 8 мг/дм³. В фильт-

рате измерялись общая жесткость (J_o) и потенциал (E_{Na}) натриевого электрода типа ЭСЛ-51Г-05. Наряду с этими показателями на рис. 3 приведена величина ΔE_{Na} , представляющая собой разность потенциалов натриевого электрода, измеренных в поступающей воде и в фильтрате, и в ряде случаев дающая более надежную характеристику истощения Na-фильтра, чем E_{Na} .

Как видно из рис. 3, измерением pNa фильтрата достаточно контролируется проскок катионов жесткости в диапазоне $1,0 \div 1,5$ мг-экв/дм³. При этом концентрация катионов натрия в фильтрате лабораторного Na-катионитового фильтра уменьшается с 70 до 40 – 45 мг/дм³.

Для автоматического отключения промышленного фильтра из работы такой контроль допустим для фильтров первой ступени.

В период наладки лабораторной установки фильтр NaR работал в смешанной H-Na-форме. В этой связи поверочный ручной химконтроль предполагал анализ фильтрата на кислотность (K , мг-экв/дм³) и жесткость (J_o , мг-экв/дм³). В нормальном режиме эксплуатации ручной контроль может быть исключен. Качество питательной воды ИУ в достаточной мере будет контролироваться лишь измерением pNa фильтрата и исходной воды ΔE_{Na} .

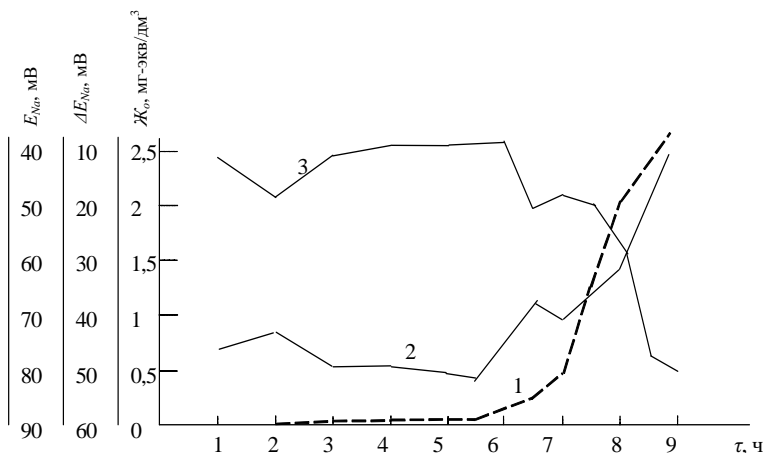


Рис.3. Контроль истощения Na-катионитного фильтра измерением pNa фильтрата: 1 – измерение во времени общей жесткости фильтрата J_o ; 2 – измерение во времени разности потенциалов натриевого электрода ΔE_{Na} ; 3 – измерение во времени потенциала натриевого электрода E_{Na}

Контроль качества дистиллята может быть выполнен по измерению трех параметров: χ , pH и χ_H [2], на основании которого выполнялись расчеты показателей качества воды.

За испарительной установкой частично обессоленная вода проходит Н-катионитный фильтр. В данном случае уравнения электронейтральности (7) и электропроводности (8) будут выглядеть так:

$$[H^+]_{ИВ} + [Na^+]_{ИВ} = [OH^-]_{ИВ} + [HCO_3^-]_{ИВ} + 2 \cdot [CO_3^{2-}]_{ИВ} + [Cl^-]_{ИВ}, \quad (7)$$

$$1000 \cdot \chi_{ИВ} = [H^+]_{ИВ} \cdot \lambda_{H^+} + [Na^+]_{ИВ} \cdot \lambda_{Na^+} + [OH^-]_{ИВ} \cdot \lambda_{OH^-} + [HCO_3^-]_{ИВ} \cdot \lambda_{HCO_3^-} + 2 \cdot [CO_3^{2-}]_{ИВ} \cdot \lambda_{CO_3^{2-}} + [Cl^-]_{ИВ} \cdot \lambda_{Cl^-}. \quad (8)$$

Для фильтрата Н-колонки уравнения электронейтральности и электропроводности имеют вид:
уравнение электронейтральности:

$$[H^+] + [Na^+] = [HCO_3^-] + [Cl^-], \quad (9)$$

уравнение электропроводности:

$$1000 \cdot \chi_H = [H^+]_H \cdot \lambda_{H^+} + [Na^+]_H \cdot \lambda_{Na^+} + [HCO_3^-]_H \cdot \lambda_{HCO_3^-} + [Cl^-]_H \cdot \lambda_{Cl^-}. \quad (10)$$

В фильтрате Н-колонки концентрация ионов натрия много меньше концентрации ионов водорода, так как по условиям технологии катионитный фильтр не срабатывает до истощения и проскока ионов натрия. Произведение $([Na^+]_H \cdot \lambda_{Na^+})$ много меньше произведения $([H^+]_H \cdot \lambda_{H^+})$, т.к. $\lambda_{Na^+} \ll \lambda_{H^+}$. Тогда, учитывая, что при Н-катионировании концентрация хлорид-ионов в воде не изменяется, получим уравнения (9) и (10) в виде

$$[H^+]_H = [HCO_3^-]_H + [Cl^-]_{ИВ}, \quad (11)$$

$$1000 \cdot \chi_H = [H^+]_H \cdot \lambda_{H^+} + [HCO_3^-]_H \cdot \lambda_{HCO_3^-} + [Cl^-]_{ИВ} \cdot \lambda_{Cl^-}. \quad (12)$$

Система уравнений (7), (8), (11) и (12) может быть дополнена следующими уравнениями:
уравнением диссоциации воды

$$[H^+] \cdot [OH^-] = k_W(T), \quad (13)$$

уравнением диссоциации углекислоты по первой и второй ступеням

$$[H^+] \cdot [HCO_3^-] = k_1(T) \cdot [H_2CO_3], \quad (14)$$

$$[H^+] \cdot [CO_3^{2-}] = k_2(T) \cdot [HCO_3^-], \quad (15)$$

где $k_w(T)$, $k_1(T)$ и $k_2(T)$ – концентрационные константы при температуре T .

Рассматривая систему уравнений для воды после испарительной установки, включающую уравнения (13) ÷ (15), (7) и (8), и для фильтрата H -колонки, включающую (13) ÷ (15), (11) и (12), находим, что в 10 уравнениях содержится четырнадцать неизвестных параметров. Система уравнений может быть решена при измерении трех параметров, если дополнить ее уравнением материального баланса всех форм углекислоты при катионировании воды на H -катионитном фильтре:

$$[HCO_3^-]_{ИУ} + [CO_3^{2-}]_{ИУ} + [H_2CO_3]_{ИУ} = [HCO_3^-]_H + [H_2CO_3]_H. \quad (16)$$

В качестве трех измеряемых параметров удобно взять указанные выше электропроводность и pH в воде после испарительной установки, а также электропроводность в фильтрате после H -колонки, что и осуществлено на стенде.

Расчет показателей качества обессоленной воды можно выполнить по тем же уравнениям, что и для частично обессоленной воды, то есть по уравнениям (13) ÷ (15), (7) и (8).

Основным отличием в записи этих уравнений является отсутствие анионов хлора в обессоленной воде (малость их содержания по сравнению с содержанием в воде других анионов) и учет электропроводности чистой воды. Концентрация углекислоты в обессоленной воде может быть определена из уравнения (14).

Тогда по показаниям кондуктометра и pH -метра, установленных на линии обессоленной воды, можно рассчитать показатели качества конечного продукта – обессоленной воды.

В качестве примера приведены результаты измерений (см. таблицу) концентраций ионных примесей в период наладки стенда.

Показатели качества воды при пуске стенда

Показатели химконтроля	Тип воды					
	Исходная	Na-катионированная	После ИУ	Концентрат ИУ	H-катионированная	Обессоленная
χ_{25} , мксм/см	338,5	97,8	6,01	–	15,0	1,2

Продолжение таблицы

Показатели химконтроля	Тип воды					
	Исходная	Na-катионированная	После ИУ	Концентрат ИУ	H-катионированная	Обессоленная
<i>pH</i>	7,1	4,23	5,36	7,79	4,46	7,25
<i>Ж_о</i> , мг-экв/дм ³	3,5	0,02	0,01	0,52	0,01	0,01
<i>[Na⁺]</i> , мг/дм ³	–	106,1	1,25	–	–	–
<i>Щ_о</i> , мг-экв/дм ³	3,1	–	0,05	0,4	–	0,05
<i>[СГ]</i> , мг-экв/дм ³	7,6	8,0	0,25	13,7	1,25	0,2
<i>К</i> , мг-экв/дм ³	–	0,05	–	–	0,05	–

Таким образом, в лабораторных условиях реализована система автоматического химконтроля за качеством воды по стадиям ее термохимического обессоливания, отвечающая основным требованиям СХТМ водного режима энергетических установок.

Библиографический список

1. **Освоение** малоотходных технологий термической водоподготовки на Саранской ТЭЦ-2 // А.С. Седлов, В.В. Шищенко, А.А. Гришин, И.П. Ильина // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №1. – С. 13–16.
2. **А.с. СССР №1248962.** Способ обессоливания воды.
3. **Ларин Б.М., Коротков А.Н., Опарин М.Ю.** Автоматизированный химконтроль термохимического обессоливания воды // Теплоэнергетика. – 1996. – №7. – С. 59–62.
4. **Коротков А.Н., Опарин М.Ю., Ларин Б.М.** Испытание системы мониторинга Na-катионитных фильтров // Теплоэнергетика. – 2000 – №1. – С. 53–55.

УДК 621.187.12

Методика подбора ионитов для схем полного химического обессоливания

С.Л. Озерова, канд. техн. наук, Е.С. Кабашурова, инж.

Способ обессоливания воды на ионообменных фильтрах является наиболее распространенным. В настоящее время сложилась традиция разделять процесс ионирования на две или три ступени, причем в каждую ступень входят как катионитные, так и анионитные фильтры. Отсутствие

какого-либо из ионитных фильтров является исключением. Такое сочетание ионообменных фильтров в схеме дает ряд преимуществ. Во-первых, позволяет, используя различия в свойствах ионитов, добиваться селективности поглощения по ступеням, что, в свою очередь, у катионитов позволяет снизить риск гипсования при регенерации, не увеличивая расхода кислоты. Во-вторых, позволяет проводить ступенчато-противоточную регенерацию, тем самым снизить затраты кислоты и щелочи и уменьшить их содержание в стоках.

При химическом обессоливании применяют анионитные фильтры первой и второй ступени. На первой ступени используются низкоосновные, а на второй ступени – высокоосновные аниониты. Наличие промежуточной декарбонизации между первой и второй ступенью анионитных фильтров обеспечивает удаление угольной кислоты и снижает ионную нагрузку на высокоосновной анионит. Это позволяет снизить затраты на иониты, так как слабоосновные аниониты значительно дешевле.

Компоновка фильтров при ступенчатом ионировании в блоки («цепочки») позволяет обеспечить условия для автоматизации процессов контроля и управления как в период работы, так и в период регенерации.

Подавляющее большинство химводоочисток, работающих в настоящее время, введено в эксплуатацию более 15 лет назад. Изменения экологии привели к тому, что изменился ионный состав примесей воды многих источников водоснабжения ТЭС. В ряде случаев состав примесей воды, подаваемой на ВПУ, существенно отличается от состава примесей воды, положенного в основу ее проекта. Снижение энергетических нагрузок на большинстве станций привело к снижению требуемой производительности ВПУ. При этом условия эксплуатации загруженных ионитов вынужденно нарушаются. Для выполнения условий эксплуатации, обеспечивающих необходимое качество очищенной воды, приходится идти на перерасходы реагентов и воды на собственные нужды.

В Советском Союзе ионообменные установки проектировались под отечественные иониты. В настоящее время в России на рынке ионообменных материалов много предложений от иностранных фирм, продукция которых по качеству и разнообразию свойств значительно превосходит отечественную. При замене ионитов в работающих фильтрах и при проектировании новых химводоочисток возникает вопрос – какой ионит предпочесть?

Рекламные проспекты нередко дают общую информацию. В частности, в них не отражена зависимость динамической обменной емкости ионита от ионного состава примесей, которая имеется в справочной литературе для отечественных марок.

Выбор ионитов для оптимальных условий должен обеспечить достижение максимальной продолжительности фильтроцикла при минимально возможных стоках.

Для выполнения этого условия необходимо сделать расчет-прогноз.

Наибольшее значение такие расчеты имеют для компоновки фильтров в «цепочки» или в «полуцепочки» («полуцепочка» – это компоновка ступеней ионитных фильтров по одноименному признаку):

$$\langle H_I - H_{II} \rangle - \langle A_I - A_{II} \rangle$$

или

$$\langle H_I - H_{II} \rangle - D - \langle A_I - A_{II} \rangle.$$

В основу предлагаемого принципа подбора ионитов положены следующие условия:

- максимально возможное равенство ионной нагрузки и сорбционной возможности ионитов;
- равные фильтроциклы для катионитных и анионитных фильтров для «цепочки» и максимально близкие или кратные для «полуцепочки» и «гребенки»;
- равные фильтроциклы одноименных фильтров с учетом максимально возможной высоты загрузки.

Предлагаемая методика расчет-прогноза включает два этапа.

Для иллюстрации использования методики сделаны расчеты для вод четырех источников водоснабжения (река Цна, река Северная Двина, Москва-река, озеро Ильмень) с использованием следующих ионитов:

- катионитов: в H_I – СУ, КУ-2, IRC-86 в H_2 – СУ, КУ-2.
- анионитов: в A_I – АН-31, IRA-67, в A_2 – АВ-17; IRA-900.

Обменные емкости ионитов (E_p) приведены в табл. 1. Варианты загрузки ионитных фильтров даны в табл. 2.

Таблица 1. Рабочие обменные емкости ионитов с учетом показателей качества воды

E_p , г-экв/м ³	Москва-река	Озеро Ильмень	р. Цна	р. Северная Двина
(КУ-2) _{1СТ}	660	665	645	650
IRC-86	2466	2368,6	2919	2782
СУ	200	200	200	200
(КУ-2) _{2СТ}	400	400	400	400
АН-31	815	880	870	960
IRA-67	1049	1313	1400,8	1400,8
АВ-17	200	175	260	240
IRA-900	397	435	444,7	456

Таблица 2. Варианты загрузок ионитных фильтров

Н-катиониты				ОН-аниониты			
Варианты				Варианты			
№	Загрузка	№	Загрузка	№	Загрузка	№	Загрузка
1	СУ	6	IRC-86	1	IRA-67	6	АН-31+IRA-67
	СУ		КУ-2		IRA-900		AB-17
2	СУ	7	IRC-86+КУ-2	2	IRA-67	7	АН-31+АН-31
	КУ-2		СУ		AB-17		IRA-900
3	КУ-2	8	IRC-86+КУ-2	3	АН-31	8	АН-31+АН-31
	КУ-2		КУ-2		IRA-900		AB-17
4	СУ+КУ-2	9	КУ-2+КУ-2	4	АН-31	9	IRA-67+IRA-67
	СУ		СУ		AB-17		IRA-900
5	СУ+КУ-2	10	КУ-2+КУ-2	5	АН-31+IRA-67	10	IRA-67+IRA-67
	КУ-2		КУ-2		IRA-900		AB-17

Алгоритм подбора ионитов

Этап 1. Расчет сорбционной нагрузки на каждый из одноименных фильтров при условии, что их площади фильтрования (f_i) и высоты загрузки ионитов (h_i) равны: $f_1 = f_2 = 1 \text{ м}^2$, $h_1 = h_2 = 1 \text{ м}$.

Исходные данные (W_{max} ; $(h_{min} - h_{max})$; h_{ysel} ; ΣC_i) приведены в табл. 3.

Сорбционная нагрузка на ступень ионирования (U_i ; г-экв/м³) будет равна

$$U_i = \sum C_i W_i^{max} f_i. \quad (1)$$

При условии $f_1 = f_2 = 1 \text{ м}^2$; $U_1 = \sum C_1 W_1^{max}$; $U_2 = \sum C_2 W_2^{max}$.

Таблица 3. Сводная таблица исходных данных

Ионит (i) 1-й и 2-й ступеней	H_1	H_2	A_1	A_2	
W_{MAX}	30	50	20	30	
B_i	0,6		0,67		
$h_{min}-h_{max}$	1-1,9	0,8-1,5	1,8-1,8	0,8-1,8	
h_{ysel}	1	1	1	1	
УСЛОВИЕ	$T_{H1} = T_{H2}$		$T_{A1} = T_{A2}$		
Москва-река	ΣC_i	3,674	0,25	2,85	0,16
	α_i	8,817		11,93	
Озеро Ильмень	ΣC_i	1,45	0,25	1,085	0,11
	α_i	3,48		6,6	
1	ΣC_i	2	3	4	5
	α_i	4,43	0,25	3,57	0,48
р.Цна	ΣC_i	10,63		4,98	
	α_i	10,63		4,98	
р. Северная Двина	ΣC_i	3,05	0,25	2,6	0,19
	α_i	6,48		9,17	

Примечание: W_{MAX} – максимальная скорость фильтрования, м/ч; B_i – отношение скоростей фильтрования первой и второй ступени; $h_{min} - h_{max}$ – минимальная и максимальная высоты загрузки фильтров, м; h_{ysel} – условно принятая высота загрузки, м; ΣC_i – суммарная концентрация поглощаемых ионов, мг-экв/дм³; α_i – отношение сорбционных нагрузок одноименных фильтров.

Оптимальность использования ионита достигается при равенстве сорбционных нагрузок на ионит и его обменной емкости, а также равенстве фильтроциклов, загруженных ионитов, при блочном включении фильтров.

Вводим понятие сорбционной нагрузки на ступень α_i .

$$\alpha_i = \frac{\sum C_{i1}}{\sum C_{i2}} \cdot \frac{W_{i1}^{max}}{W_{i2}^{max}}. \quad (2)$$

Так как максимально допустимые скорости фильтрования для каждой ступени известны и постоянны, вводим коэффициент соотношения скоростей в одноименных фильтрах B_i .

$$B_i = \frac{W_{i1}^{max}}{W_{i2}^{max}} = const, \quad (3)$$

$$B_H = \frac{30}{50} = 0,6; \quad B_A = \frac{20}{30} = 0,67.$$

Рассчитываем соотношение суммарных концентраций поглощаемых ионов одноименных фильтров K_i .

$$K_i = \frac{\sum C_{i1}}{\sum C_{i2}}. \quad (4)$$

Следовательно,

$$\alpha_i = K_i B_i. \quad (5)$$

Пример – Москва-река: $K_H = \frac{3,674}{0,25} = 14,696;$

$$\alpha_H = 14,696 \cdot 0,6 = 8,817.$$

Значения величин α_i , B_i для других типов вод приведены в табл. 3.

Расчет соотношения рабочих обменных емкостей 1м^3 ионита (K_{Ei}) при различных вариантах загрузки в одноименные фильтры выполняем по зависимости

$$K_{Ei} = \frac{E_{1CT}}{E_{2CT}}. \quad (6)$$

Значения K_E для различных типов вод и α приведены в табл. 4, 5.

Таблица 4. Отношение рабочих обменных емкостей катионитов K_E

Варианты загрузки	р. Цна	р. Северная Двина	Москва-река	Озеро Ильмень
	$\alpha = 10,63$	$\alpha = 6,48$	$\alpha = 8,817$	$\alpha = 3,48$
1	1	1	1	1
2	0,5	0,5	0,5	0,5
3	1,61	1,625	1,65	1,66
4	4,22	4,25	4,3	4,325
5	2,11	2,125	2,15	2,162
6	7,3	6,955	6,165	5,92
7	17,82	17,16	15,63	15,17
8	8,91	8,58	7,815	7,584
9	6,45	6,5	6,6	6,65
10	3,225	3,25	3,3	3,32

При эксплуатации «цепочек» и «одноименных полупечочек» оптимальным условием является равенство продолжительности фильтроциклов (T_i ; ч)

$$T_i = \frac{h_i E_i}{\sum C_i W_i^{max}}, \quad (7)$$

Таблица 5. Отношение рабочих обменных емкостей анионита K_E

Варианты загрузки	р. Цна	р. Северная Двина	Москва-река	Озеро Ильмень
	$\alpha = 4,98$	$\alpha = 9,17$	$\alpha = 11,93$	$\alpha = 6,6$
1	3,15	3,07	2,64	3,02
2	5,39	5,84	5,245	7,5
3	1,96	2,1	2,05	2,02
4	3,35	4	4,075	5,03
5	5,12	5,18	4,69	5,04
6	8,73	9,84	9,32	12,53
7	3,9	4,21	4,1	4,04
8	6,7	8	8,15	10,06
9	6,3	6,14	5,28	6,04
10	10,8	11,6	10,4	15,0

При условии, что $T_1 = T_2$,

$$\frac{h_{i1} E_{i1}}{\sum C_{i1} W_{i1}^{max}} = \frac{h_{i2} E_{i2}}{\sum C_{i2} W_{i2}^{max}} \quad \text{или} \quad \frac{\sum C_{i1} W_{i1}^{max}}{\sum C_{i2} W_{i2}^{max}} = \frac{E_{i1} h_{i1}}{E_{i2} h_{i2}},$$

откуда

$$\alpha_i = K_{Ei} \cdot \frac{h_{i1}}{h_{i2}}. \quad (8)$$

Исходя из этого условия выбирается расчетная величина K_{Ei} (см. табл. 4, 5), численное значение которой наиболее близко к значению α , и рассчитываются требуемые высоты загрузки.

Обозначим соотношение высот загрузки – $N \left(N = \frac{h_1}{h_2} \right)$.

Величина N для каждой ступени лежит в следующих пределах:

$$\frac{h_1^{min}}{h_2^{max}} \leq N_i \leq \frac{h_1^{max}}{h_2^{min}}. \quad (9)$$

При расчете интервала учтена возможность загрузки ионита в два фильтра – предвключенный и основной:

$$\frac{1}{1,5} = 0,67 \leq N_H \leq \frac{1,8}{0,8} = 2,25; \quad \frac{0,8}{1,8} = 0,44 \leq N_A \leq \frac{1,8}{0,8} = 2,25.$$

Если $N_i > 1$, то $h_1 = h_1^{max}$; $h_2 = \frac{h_1 K_E}{\alpha}$. Если $N_i < 1$, то $h_2 = h_2^{max}$; $h_1 = \frac{h_2 \alpha}{K_E}$.

Пример – Москва-река:

Н-катионитные фильтры: 1) $\alpha = 8,817$; $K_E = 1$; $N = \frac{8,817}{1} = 8,817$.

Данный вариант не может быть использован, так как $8,817 > 2,25$.

Н-катионитные фильтры: 2) $\alpha = 8,817$; $K_E = 7,815$; $N = \frac{8,817}{7,815} = 1,13$.

Принимаем: $h_1 = 1,8$ м; $h_2 = \frac{1,8 \cdot 7,815}{8,817} = 1,6$ м; $T = \frac{1,6 \cdot 7,815}{0,25 \cdot 50} = 51,2$ ч.

Результаты расчетов фильтроциклов для других случаев приведены в табл. 6, 7.

Этап 2. Целью этапа является уточнение высоты загрузки с учетом площади стандартных фильтров.

Рассчитываем необходимую площадь фильтрования (F , м²)

$$F = \frac{Q}{W_i}, \quad (10)$$

где Q – производительность ВПУ, м³/ч; W_i – максимально допустимая скорость фильтрования для A_1 , включенного в «цепочку» (20 м/ч).

Таблица 6. Результаты расчета фильтроциклов Н-катионитных фильтров

Варианты загрузок	р. Цна	р. Северная Двина	Москва-река	Озеро Ильмень
1	*	*	*	*
2	*	*	*	*
3	*	*	*	27,52
4	*	18,88	28,16	24
5	*	*	*	35,84
6	38,4	48	40,32	*
7	24	*	*	*
8	48	48	51,2	*
9	17,44	24	36	*
10	*	28,8	*	80

Таблица 7. Результаты расчета фильтроциклов анионитных фильтров

Варианты загрузок	р. Цна	р. Северная Двина	Москва-река	Озеро Ильмень
1	33,0	*	*	*
2	29,9	45,47	*	95,45
3	*	*	*	*
4	20,58	*	*	68,94
5	55,59	76,8	*	171,4
6	32,5	75,79	55,42	*
7	41	64	*	137,1
8	32,5	62,3	48,3	95,45
9	55,59	91,2	*	204,3
10	14,98	75,79	62,1	95

* $2,25 < N_H < 0,67$; $2,25 < N_A < 0,44$

Определяем количество одновременно работающих блоков (n , шт.) для стандартных площадей фильтров A_1 .

$$n = \frac{F}{f_{A1}} . \quad (11)$$

Величины n округляются до большего значения, и из них выбирается оптимальная. Далее расчет целесообразно вести при условии, что производительность блока ($Q_{\text{ол}}^{\text{расч}}$, м³/ч) максимальна для выбранной площади фильтрования A_1 .

$$Q_{\text{ол}}^{\text{расч}} = W_{A1} f_{A1} . \quad (12)$$

Рассчитываем требуемые площади фильтрования (f_{mp} , м²) для H_1, H_2, A_2 .

$$f_{mp} = \frac{Q_{\text{ол}}^{\text{расч}}}{W_i^{\text{max}}} . \quad (13)$$

По результатам выбираем стандартные фильтры.

Находим коэффициент понижения максимальной скорости при фильтровании через выбранный стандартный фильтр (R_i) и реальную скорость фильтрования (W_i^{real} , м/ч).

$$R_i = \frac{f_i^{mp}}{f_i^{cm}}. \quad (14)$$

$$W_i^{real} = W_i^{max} R_i. \quad (15)$$

Рассчитываем отношение высот загрузки с учетом R_i (табл. 8).

$$N_i = \frac{\alpha}{K_E} \cdot \frac{R_{i1}}{R_{i2}}, \quad (16)$$

т.е. $N_H = \frac{\alpha}{K_E} \cdot \frac{R_{H1}}{R_{H2}}; N_A = \frac{\alpha}{K_E} \cdot \frac{R_{A1}}{R_{A2}}.$

Если $N > 1$, то $h_1 = h_1^{max}$, $h_2 = \frac{h_1^{max}}{N}$. Если $N < 1$, то $h_2 = h_2^{max}$, $h_1 = h_2^{max} N$.

Таблица 8. Итоговые результаты расчета «цепочки»

Регион		р. Цна	р. Северная Двина	Москва-река	Озеро Ильмень
H_I^{mp} ($S_H^{mp} = 7,1$)	h , м	1,8	-	1,8	1,8
	вид ионита	IRC-86	-	IRC-86	КУ-2
H_I^{ocn} ($S_H^{ocn} = 7,1$)	h , м	1,8	1,8	1,8	1,8
	вид ионита	КУ-2	IRC-86	КУ-2	КУ-2
A_I^{mp} ($S_A^{mp} = 9,1$)	h , м	1,8	1,8	1,8	-
	вид ионита	АН-31	АН-31	АН-31	-
A_I^{ocn} ($S_A^{ocn} = 9,1$)	h , м	1,8	1,8	1,8	1,8
	вид ионита	IRA-67	АН-31	IRA-67	АН-31
H_{II} ($S_{HII} = 5,3$)	h , м	1,24	1,47	1,3	1,4
	вид ионита	КУ-2	КУ-2	КУ-2	КУ-2
A_{II} ($S_{AII} = 7,1$)	h , м	1,57	1,3	1,2	1,17
	вид ионита	IRA-900	AB-17	AB-17	AB-17
T_n , ч		57	68,7	60	64
T_a , ч		57	66	58,8	73
$T_{общ}$, ч		57	66	58,8	64
Δ , %		0	1,56	2,04	14,06

После выбора ионита предложенным методом желательно проверить обменные емкости в лаборатории и при необходимости повторить расчеты.

Библиографический список

1. **Справочник** химика-энергетика. В 3 т. / Под общ. ред. С. М. Гурвича. – Т. 1. Подготовка и водный режим парогенераторов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1972. – 456 с.

УДК 621. 187. 12

**Применение водородомеров в системе химконтроля
за водно-химическим режимом паровых котлов**

И.А. Шатова, инж.

Общие технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций, РД 153-34.1-37.532.4-2, предусматривают автоматизированный химический контроль за водно-химическим режимом пароводяного тракта ТЭС путем непрерывного измерения ряда параметров качества воды, пара и конденсата. Непрерывность контроля или достаточно высокая частота дискретных анализов важны, так как позволяют обнаружить любые, в том числе кратковременные, нарушения ВХР. Опыт показывает, что эти нарушения весьма вероятны при переключениях в схеме, при изменениях нагрузки, при проявлении внешних факторов.

В перечень параметров ВХР, подвергаемых обязательному автоматизированному контролю, включены лишь нормируемые правилами технической эксплуатации электростанций и сетей [2] параметры, автоматизированное определение которых возможно. В качестве рекомендуемого к автоматизированному определению параметра РД [1] предлагает содержание водорода. Несмотря на отсутствие норм содержания водорода в воде и паре, целесообразно в числе первых приборов химконтроля, устанавливаемых на ТЭС, использовать водородомеры. Это существенно повысит диагностические возможности системы химконтроля.

Измерения содержания водорода в воде и паре практиковались во второй половине прошлого века [3 ÷ 5]. Использовались автоматические водородомеры зарубежного производства (химконтроль за ВХР энергоблоков СКД) и отечественные газовые хроматографы [3]. Хроматографический химконтроль проводился в научно-исследовательских или в нала-

дочных целях, был дискретным и трудоемким. Необходим был отбор пробы, подготовка ее к анализу в течение 20 – 30 минут (экстракция газов воздухом), ввод газовой смеси (экстракта) в хроматограф, получение и расшифровка хроматограммы, пересчет результата хроматографического анализа в концентрацию водорода в исходной пробе. Метрологическая оценка результатов анализа, как правило, не приводилась. Можно предполагать, что точность анализа была небольшой. Тем не менее хроматографический метод, например, позволил дать полуколичественную оценку темпов пароводяной коррозии и получить информацию о термическом разложении ряда веществ, в том числе гидразина.

Оценка темпов пароводяной коррозии велась косвенно по водородному числу (ВЧ), которое вначале определялось по формуле (мг/м²·ч)

$$ВЧ = \frac{\Delta H_2 \cdot D}{S}, \quad (1)$$

затем – по формуле (мг/ч)

$$ВЧ = \Delta H_2 \cdot D, \quad (2)$$

где ΔH_2 – прирост концентрации водорода в среде при ее прохождении через участок пароводяного тракта, подверженный пароводяной коррозии, мкг/кг; D – расход среды (воды, пара) через этот участок, т/ч; S – площадь корродирующих участков, м².

Причиной перехода ко второй формуле явилась неопределенность в оценке площади этих участков S . Пароводяная коррозия сосредоточена на участках труб поверхностей нагрева котлов (ТПНК) с высокой температурой поверхности (не менее 450 °С для стали 20 и 550 °С для сталей 12Х1МФ и 15 ХМ [6]). Хроматографический анализ позволял, наряду с определением концентрации водорода, измерять содержание в среде ряда веществ (CO , CH_4 и т.п.), являющихся продуктами термического разложения органики.

Результаты, полученные с применением хроматографии, и высокую значимость этого метода для исследовательских работ, в том числе для будущих, и плановых теплотехнических испытаний переоценить невозможно. В то же время при оперативном химконтроле и в экстренных испытаниях, проводимых для установления причин нарушений ВХР и аварий, метод мало пригоден.

В настоящее время отечественными предприятиями освоен выпуск лабораторных переносных и щитовых стационарных водородомеров,

имеющих высокую чувствительность (0,2 мкг/дм³). Результаты анализов с их применением имеют хорошие метрологические характеристики (сходимость, воспроизводимость и точность). Датчики водородомеров МАВР-501 и МАВР-502 являются амперометрическими. Измеряется предельный ток электрохимического анодного окисления водорода, диффундирующего из анализируемой среды через газопроницаемые мембраны к электроду. Уравнение измерения имеет вид

$$[H_2] = \frac{I}{n \cdot F} \cdot \frac{1}{R}, \quad (3)$$

где $[H_2]$ – содержание водорода в среде; I – измеряемое значение предельного диффузионного тока окисления водорода; n – число электронов, участвующих в элементарной стадии аналитической анодной реакции; F – число Фарадея; R – диффузионное сопротивление датчика, зависящее от материала и толщины мембран, коэффициента диффузии водорода (последний зависит от температуры).

Уравнение измерения линейно в широком, практически значимом при анализе ВХР диапазоне концентраций водорода в среде.

Стационарный водородомер МАВР-502 имеет стандартный токовый выход 0 – 5 / 4-20 мА. Удаление датчика от прибора – до 100 м.

В ИГЭУ имеется опыт как хроматографии, так и успешного применения водородомера производства предприятия ВЗОР (г. Н. Новгород) в целях диагностики паровых котлов и ВХР. Ниже приводится ряд примеров использования водородометрии.

Проскок органических веществ в пароводяной тракт котла обнаруживается быстро по увеличению содержания водорода в питательной воде, в насыщенном и перегретом паре. Проскок потенциально кислых органических веществ обнаруживается быстрее по увеличению содержания в указанных выше средах водорода, чем по снижению щелочного отношения и тем более pH котловой воды (см. табл. 1).

Таблица 1. Результаты химконтроля при проскоке потенциально кислых веществ в пароводяной тракт котла

Показатель	Время от начала измерений, ч						
	0	1	2	3	4	5	6
Окисляемость добавочной воды, мг O_2 /дм ³	1,0	2,5	2,5	3,0	1,5	1,0	1,0
Содержание водорода в питательной воде после ПВД, мкг/дм ³	< 0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	<0,2
Содержание водорода в перегретом паре, мкг/дм ³	0,6	60	130	240	200	130	60

Продолжение табл. 1

Показатель	Время от начала измерений, ч						
	0	1	2	3	4	5	6
Щелочное отношение $\text{Щ}_{\text{ф}}/\text{Щ}_{\text{общ}}$ котловой воды чистого отсека	0,4	0,4	0,35	0,25	0,15	0,25	0,3
pH_{25} котловой воды чистого отсека	9,4	9,3	9,3	9,3	9,2	9,2	9,3

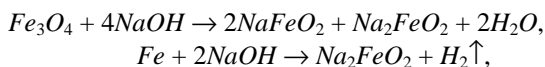
Уверенность в определении нарушения ВХР связана с тем, что относительное изменение содержания водорода в средах существенно больше относительных изменений щелочного отношения и pH . Значительный рост содержания водорода в воде и паре характерен для проскока органики в тракт котла. Если органика имеет потенциально кислый характер, с некоторым запозданием будет зафиксировано уменьшение щелочных отношений и pH котловых вод, а иногда и pH питательной воды после экономайзера (при наличии этой, рекомендованной фирмой «ОРГРЭС», очень полезной для диагностики нарушений ВХР точки отбора проб) и даже перед ним.

Пароводяная коррозия становится возможной при высоких температурах ТПНК. Эти температуры увеличиваются при росте паровой нагрузки котла.

Измерения содержания водорода в паре котлов [3] подтверждают существенное влияние их паровых нагрузок на выход водорода.

Можно быть в значительной степени уверенным, что с использованием водородомера будут зафиксированы и такие нарушения топочного режима, как наброс факела на экранные трубы и повреждение амбразур или горелок.

В технической литературе [4, 6 и др.] сообщается об электрохимическом характере пароводяной коррозии и о том, что катодные реакции электрохимической коррозии ТПНК протекают с выделением атомарного и молекулярного водорода. Водород выделяется и при щелочной коррозии сталей, протекающей в два последовательных этапа [7]:



и тем более при кислотной фосфатной коррозии [6].

Все авторы едины во мнении о существенной роли оксидных пленок на поверхности ТПНК в защите от эксплуатационной и стояночной коррозии. Ю.В. Балашов (УралВТИ) имеет убедительные доказательства значительного вклада водно-химических факторов в разрушение необогреваемых элементов пароводяного тракта котлов [8].

Показано, что эти факторы проявляются либо путем растворения оксидных пленок, либо при развитии язв и трещин, образовавшихся при их растрескивании. Оксидный слой на поверхности перлитных сталей растрескивается при высоких температурах при относительной деформации не менее 0,01 ÷ 0,1 % [9]. Чем больше деформация, тем меньше расстояние между трещинами в практически регулярной их сетке. В трещинах, как и в других дефектах оксидных пленок, сосредоточивается анодный процесс коррозии и увеличивается генерация водорода в катодных реакциях на поверхности этих пленок. Ю.В. Балашов показал, что наиболее вероятно растрескивание пленок на поверхностях необогреваемых труб в процессах останова котлов, т.е. при сжатии магнетитных слоев. Он же отметил особо ускоряющее действие механических напряжений и коррозионных примесей котловой воды в появлении «на ходу» и при гидроиспытаниях котлов коррозионно-усталостных трещин. Это согласуется вполне с теорией механохимической коррозии. Таким образом, измерение содержания водорода в воде и паре котлов позволит оптимизировать режимы пуска и останова котлов в целях обеспечения сохранности оксидных пленок и, значит, защиты труб, коллекторов и барабанов от коррозионно-усталостных повреждений.

Содержание водорода в паре при пуске котла является интегральной характеристикой состояния его внутренних поверхностей, определяемого темпами стояночной коррозии, качества воды заполнения и режима пуска. В качестве примера в табл. 2 приведены данные о пуске котла БКЗ-210 в работу.

Таблица 2. Данные о содержании водорода в паре котла БКЗ-210

Показатель	Время τ , ч										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t , °С	100	160	200	220	250	260	270	280	285	315	345
D , т/ч				30	75	50	55	100	150	180	180
H_2 , мкг/дм ³				0,5	13	12	4	12	3	2,5	2
$ВЧ$, мг/м ² ·ч				15	975	600	220	1200	450	450	360

Показатель	Время τ , ч										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
t , °С	345	345	345	345	345	345	345	345	345	345	
D , т/ч	190	190	200	200	200	210	210	210	210	210	
H_2 , мкг/дм ³	2,5	3,0	3,0	2,5	2,0	2,0	2,0	2,0	1,9	1,8	
$ВЧ$, мг/м ² ·ч	475	570	600	500	400	420	420	420	399	378	

Примечание: t , °С – температура насыщения котловой воды.

В [2] указано, что повышенное содержание продуктов коррозии (в 1,5 раза больше нормы стационарного режима) в питательной воде котлов СКД может сохраняться от 1 до 4 суток в зависимости от условий пуска. Превышение норм качества питательной воды при пуске барабанных котлов по содержанию соединений железа также неизбежно, но его допустимая длительность и величина [2] не регламентированы.

Основной его причиной является снос продуктов коррозии. Изменения содержания продуктов коррозии в питательной воде, проводимые для оценки консервации котла, трудоемки и не могут быть автоматизированы. Поэтому очень важным представляется возможность применения для этого водородомеров. Низкий уровень содержания водорода в паре котла при пуске и после него, быстрая стабилизация содержания водорода в паре на низком уровне свидетельствуют о высоком качестве консервации.

С помощью водородомеров могут быть получены количественные данные об абсолютной и относительной мощности источников водорода, указанных в [4], что обеспечит уверенную диагностику теплоэнергетического оборудования и ВХР ТЭС.

Выводы

1. Использование водородомеров существенно расширяет диагностические возможности системы химико-технологического мониторинга ВХР.
2. Измерение содержания водорода в воде и паре котлов в процессе растопки и в первые дни работы позволяет дать оценку эффективности их консервации.
3. Водородомер МАВР-501 производства «Взор» может быть рекомендован для оперативного и эпизодического химконтроля за ВХР пароводяного тракта ТЭС.

Библиографический список

1. **Общие** технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций. РД 153-34.1-37.532.4-2001.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. РД.34.20.501-95. – 16-е изд. – М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
3. **Авдеева А.А.** Хроматография в энергетике. – М.: Энергия, 1980.
4. **Водородное** охрупчивание элементов котлов высокого давления / А.Б. Вайман и др. – Киев: Наук. думка, 1990.
5. **Живилова Л.М., Назаренко П.Н., Маркин Г.П.** Исследование измерения содержания растворенного в теплоносителе водорода по тракту в энергоблоке 300 МВт с помощью автоматических приборов химического контроля // Теплоэнергетика. – 1974. – № 9.

6. **Богачев А.Ф.** Изучение и предотвращение коррозии металла в зонах фазовых превращений и перегретом паре // ПМБ ВТИ. – М., 1996.

7. **Grundlagen der industriellen wasserbehandlung.** Bearbeitet von G. Greintr. Vulkan – Verlag: Essen, 1993.

8. **Особенности** водно-химического режима котлов и надежность гибов необогреваемых труб и барабанов / Ю.В. Балашов и др. // Водный режим барабанных котлов и испарительных установок: Сб. науч. тр. ВТИ / Под ред. Р.К. Гронского. – М.: Госэнергоиздат, 1990.

9. **Дули Р.Б.** Роль защитной оксидной пленки в предотвращении повреждений котельных труб на тепловых электростанциях. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук (в форме научного доклада). – М.: МЭИ, 1996.

УДК 621. 187. 12

Промышленные испытания расчетного метода контроля качества питательной воды барабанных котлов

*Е.В. Козюлина, асп., Б.М. Ларин, д-р техн. наук,
Е.Н. Бушуев, канд. техн. наук*

Надежность, экономичность и безопасность работы ТЭС в значительной степени зависят от состояния водно-химического режима (ВХР). Старение основного оборудования энергоблоков требует ужесточения норм ВХР, широкого внедрения автоматического химконтроля (АХК) и диагностики ранних нарушений ВХР. Важным фактором нарушения норм водно-химического режима барабанных котлов СВД могут быть присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины или попадание в конденсатно-питательный тракт потенциально-кислых веществ, нарушение качества добавочной воды или режима дозирования реагентов. Автоматический химконтроль должен обеспечивать непрерывное и надежное получение нормируемых параметров ВХР путем прямого измерения или косвенного (расчетного) определения соответствующих показателей. Хорошее функционирование всей автоматической системы химконтроля зависит от нормального функционирования отдельных приборов, входящих в эту систему. К таким приборам относят, прежде всего, кондуктометры и рН-метры, способные постоянно контролировать качество теплоносителя и при отклонении величин от заданных сигнализировать об этом.

Общее содержание ионных примесей в анализируемой среде характеризует удельная электропроводность. При измерении удельной электропроводности Н-катионированной пробы контролируемой среды аммиак и гидразин практически не влияют на измеряемую величину, в то время как ионогенные составляющие соледержания среды, например хлорид натрия, повышают удельную электропроводность примерно в три раза вследствие высокой подвижности ионов водорода.

Для решения задач автоматизированного химконтроля за качеством конденсата и питательной воды была разработана методика косвенного определения ионных примесей водного теплоносителя энергоблока СВД [1]. Этот метод позволяет рассчитывать концентрации нормируемых примесей: аммиака, натрия, углекислоты, щелочности по измеренным значениям pH в исходной пробе, удельной электропроводности и температуре в исходной и Н-катионированной пробе, что давно служило предметом научного поиска [2 ÷ 5]. Методика разработана в ИГЭУ на кафедре ХХТЭ [6] и приводится здесь в усовершенствованном виде.

Входными данными для расчетного определения ионных равновесий примесей конденсата и питательной воды являются результаты штатных измерений АХК, т. е. результаты измерений удельной электропроводности исходной и Н-катионированной пробы, а также измерение pH и температуры пробы. Выходными данными являются расчетные значения концентраций аммиака, натрия, хлоридов, а также значение общей щелочности; по этим величинам проводится диагностика нарушений водно-химического режима.

Учет температуры пробы воды до и после Н-колонки является существенной особенностью данной методики. Необходимость данного учета обусловлена достаточно большими колебаниями температуры основных контролируемых потоков от 18 до 35 °С, что оказывает существенное влияние непосредственно как на величину pH и константы диссоциации электролитов, так и на подвижность ионов, а в конечном счете на рассчитываемые величины – выходные характеристики описанной математической модели.

Ограниченные возможности прямого измерения контролируемых параметров рабочей среды вынуждают сузить объем приборов АХК до небольшого числа надежных измерений, в значительной части косвенного характера. В первую очередь к числу таких измерений следует отнести измерение удельной электропроводности и pH среды. Контроль достоверности значений удельной электропроводности в условиях рабочей среды выполняется сравнением с результатом параллельного измерения

другим, образцовым, кондуктометром, что достаточно легко осуществимо (при наличии переносного кондуктометра).

Промышленные исследования метода косвенного определения качества теплоносителя проводились на ТЭЦ – ПВС ОАО «Северсталь» (г. Череповец) при нормальном режиме работы электростанции.

Измерения осуществлялись автоматическими промышленными приборами: кондуктометром КАЦ-026 производства фирмы «Техноприбор», г. Москва и рН-метром. Параллельно производились аналитические измерения аммиака. Пробы в аналитическую лабораторию поступали в условиях оперативного химконтроля.

Расчет производился решением общей системы нелинейных уравнений с использованием трех химических измерений и температуры. В результате расчета были получены концентрации аммиака (в мкг/дм³). Часть из них представлена в табл. 1. Выборка проб в табл. 1 была случайной и определялась в основном наличием данных химического анализа параллельных проб.

Таблица 1. Результаты расчета измерений рН и электропроводности за период с 28.07.2003 по 8.10.2003 г. (при нормальном режиме)

Измеряемые величины						Расчетные величины
pH_t	$t, ^\circ\text{C}$	χ_t^1 , мкСм/см	$t_H, ^\circ\text{C}$	χ_H^1 , мкСм/см	$[\text{NH}_3]$, мкг/дм ³	$[\text{NH}_3]$, мкг/дм ³
9,035	29,6	5,766	29,4	1,039	540	505
9,10	29,4	5,122	28,9	1,057	620	504
9,011	31,1	4,671	33,1	0,8427	540	431
9,068	30,2	4,256	28,9	0,8680	420	377
8,886	36,2	6,699	27,1	1,310	740	584
8,971	32,8	5,478	33,0	0,9742	460	514
9,045	29,8	4,445	29,0	1,103	420	395
9,142	32,1	6,342	29,0	1,056	660	653
9,048	29,0	5,170	29,0	1,100	500	479
8,80	27,9	5,151	29,1	0,659	432	525
8,664	33,1	5,422	33,0	0,662	464	551
8,664	32,8	4,547	31,4	0,610	332	373
8,964	33,1	6,119	33,2	0,620	552	594
8,750	34,6	6,239	31,4	0,547	500	597
9,10	25,7	5,059	25,7	0,701	600	506
8,95	33,3	6,424	32,6	0,684	732	641
9,05	30,6	6,123	28,4	0,654	632	635
8,90	32,0	4,748	31,6	0,617	500	413
8,85	33,3	5,828	32,4	0,626	600	540

Продолжение табл. 1

Измеряемые величины						Расчетные величины
pH_t	$t, ^\circ\text{C}$	$\chi^t, \text{мкСм/см}$	$t_{II}, ^\circ\text{C}$	$\chi^H, \text{мкСм/см}$	$[\text{NH}_3], \text{мкг/дм}^3$	$[\text{NH}_3], \text{мкг/дм}^3$
8,80	28,2	4,608	31,2	0,738	568	415
8,89	32,3	5,779	31,7	0,562	632	558
8,96	29,0	5,288	30,0	0,660	536	499
8,90	31,0	4,870	29,6	0,547	500	440
8,91	33,9	5,816	31,2	0,560	600	536
9,18	29,6	5,126	28,6	0,640	600	532
8,94	30,4	5,815	29,2	0,716	700	560
8,75	28,5	5,210	30,0	0,612	668	506
8,90	30,0	6,041	28,5	0,584	732	637
9,05	29,9	5,459	31,0	0,645	568	549
9,20	26,7	5,460	26,8	0,544	568	627
8,90	27,5	4,269	30,0	0,575	700	398
9,05	32,6	6,006	31,7	0,541	700	638

На графике рис. 1 приведены расчетные значения концентраций аммиака и результаты аналитических измерений.



Рис. 1. Расчетные и измеренные концентрации аммиака в питательной воде

Отклонение средних измеренных значений аммиака от расчетных аналогов за период наблюдений (30 суток) составило 5 %, что можно

считать вполне приемлемым для условий оперативного химконтроля. При этом характер изменения концентрации аммиака по измерениям и расчету идентичен.

На Ивановской ТЭЦ – 3 был реализован разработанный авторами метод косвенного определения примесей вод типа конденсата. Для этого была смонтирована измерительная установка, которая включает в себя кондуктометры для измерения удельной электропроводности исходной и Н-катионированной проб, рН-метр для измерения *pH* исходной пробы. Для измерения температуры установлена термопара. Показания приборов считываются с самих приборов и поступают в АСУ ТП (установленную на станции) с выводом на ПЭВМ. Система успешно функционирует. Она достаточно проста в обслуживании, а также не требует приобретения дополнительных приборов (т.к. измерения удельной электропроводности и *pH* нормируются в ПТЭ и для их постоянного контроля установлены приборы). Данные, поступающие на ЭВМ, обрабатываются в автоматическом режиме, и по результатам расчетов на экран выводятся расчетные значения концентрации ионов натрия, концентрации аммиака, хлоридов, содержание углекислоты (рис. 2). Также на экран выводятся показания приборов и величина температуры. Выборка результатов приведена в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчета измерений *pH* и электропроводности питательной воды котла ТП-87

Измеренные величины						Расчетные величины		
<i>pH</i>	χ , мкСм/см	t , °С	χH , мкСм/см	tH , °С	$[Na^+]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ^{3р}	$[Na^+]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³
9,123	4,141	26,04	0,230	28,04	6,1	294,0	10,0	294,0
8,862	3,95	28,3	0,347	30,0	12,2	235	15	257
9,078	4,35	25,0	0,238	27	5,8	168	7,0	225

В ходе промышленных испытаний проводилась имитация присосов охлаждающей воды в конденсаторе. Для этого в пробе создавались возмущающие воздействия микродозировками бикарбоната и хлорида натрия. Ряд опытов проведен с дозировкой в пробу аммиака. Параллельно с автоматическими измерениями проводились аналитические измерения рассчитываемых величин – аммиака и натрия. Концентрация натрия измерялась с помощью лабораторного рNa-метра, концентрация аммиака – фотоколориметрическим методом. Результаты измерений и расчетные данные приведены в табл. 3.

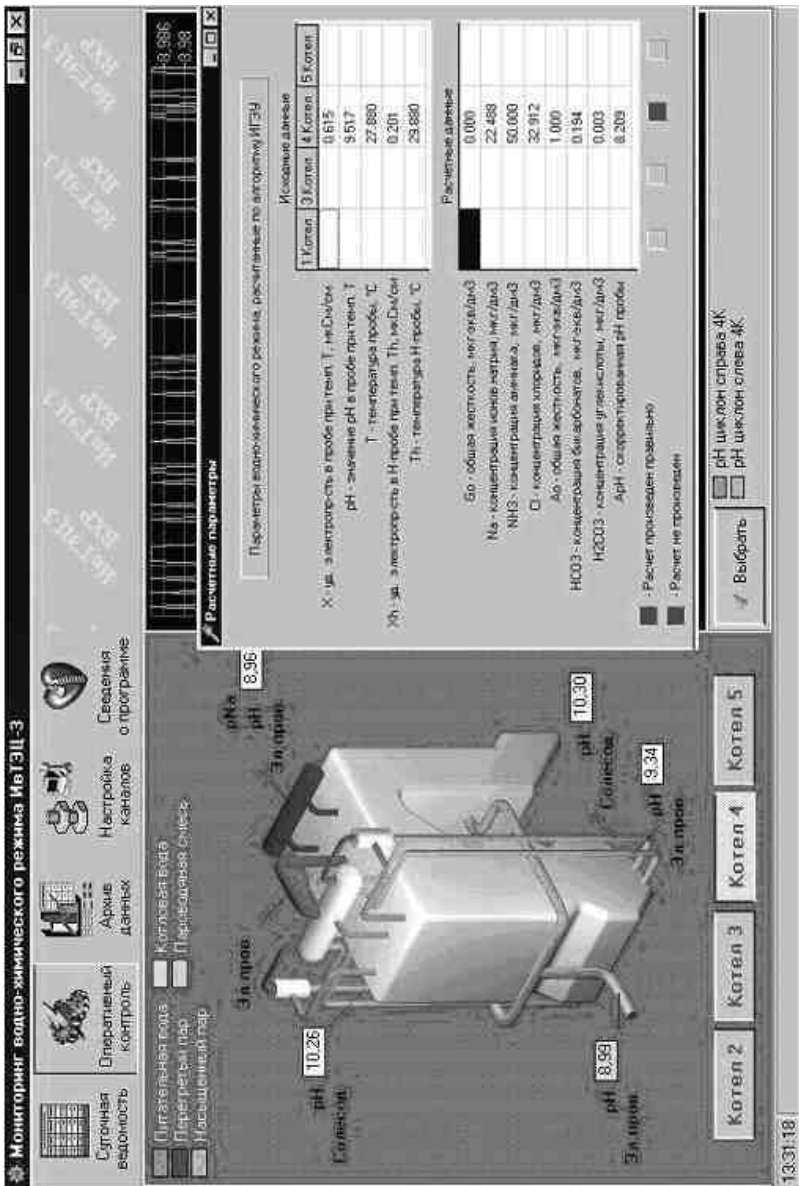


Рис. 2. Экранная форма мониторинга ВХР Ивановской ТЭЦ-3

Таблица 3. Результаты расчета измерений *pH* и электропроводности в питательной воде котла ТП-87 (при имитации присосов охлаждающей воды в конденсаторе турбины и при дозировке аммиака в питательную воду)

Дозировка реагентов в пробу	ΔC , мкг/дм ³	Измеренные значения					Расчетные значения	
		<i>pH</i>	χ , мкСм/см	$\chi_{\text{н}}$, мкСм/см	$[Na^+]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³	$[Na^+]$, мкг/дм ³	$[NH_3]$, мкг/дм ³
Без дозировки		8,862	3,95	0,347	12,25	235	15,0	257
Дозировка <i>NaCl</i>	50	8,984	397	0,812	28,96	235	65,4	250
	100	9,04	4,06	1,27	72,73	235	115,5	280
	500	9,03	5,29	4,22	115,27	235	620,0	300
Без дозировки		9,123	4,141	0,230	6,1	294	10,0	300
Дозировка <i>NH₄OH</i>	100	9,181	4,96	0,452	23,0	400	15,0	420
	200	9,25	5,74	0,324	13,0	529	24,0	550
	500	9,38	7,46	0,357	23,0	670	27,0	880
Без дозировки		9,078	4,35	0,238	5,8	168	12,0	225
Дозировка <i>NaHCO₃</i>	50	9,021	4,43	0,480	36,45	168	59,0	192
	100	9,025	4,59	0,610	51,49	218	115,0	196
	200	9,017	5,043	0,873	115,0	401,0	160,0	245

Испытания показали, что система адекватно реагирует на изменение качества теплоносителя, как на увеличение солесодержания, так и на увеличение концентрации аммиака. Применение такой системы позволяет значительно расширить возможности оперативного химконтроля питательной воды и турбинного конденсата. Это связано с тем, что лаборант экспресс-лаборатории в оперативном режиме получает данные о малейших изменениях качества питательной воды и турбинного конденсата.

Выводы

В целом промышленная проверка расчетной методики косвенного определения ионогенных примесей водного теплоносителя энергоблока СВД дала положительные результаты. Испытания показали, что измеряемые величины адекватно отражают состояние водно-химического режима и реагируют на увеличение солесодержания и концентрации аммиака.

Данная методика расширяет возможности и усиливает оперативный химконтроль питательной воды и турбинного конденсата за счет применения минимального количества надежных измерений для количественного определения ионного состава этих потоков и позволяет достаточно

быстро определить нарушение водно-химического режима и его причину. Таким образом, внедрение метода обеспечит повышение надежности и информативности химконтроля водно-химического режима и может быть рекомендовано для использования в промышленных условиях ТЭС в составе АСУ ТП энергоблока.

Библиографический список

1. Патент №2168172, 2001. Способ контроля качества конденсата и питательной воды / Н.А. Еремина, А.Н. Коротков, Б.М. Ларин и др.
2. **Мостофин А.А.** Кондуктометрический контроль процесса амминирования и его особенности // Теплоэнергетика. – 1971. – №12. – С. 75–78.
3. **Кострикин Ю.М., Коровин В.А., Рубчинская С.М.** Влияние температуры пробы на значение рН и электропроводности // Теплоэнергетика. – 1982. – №1. – С. 76.
4. **Мостофин А.А.** Уточнение показаний кондуктометров с предвключенными Н-катионитовыми фильтрами // Электр. станции. – 1974. – №1. – С. 79–81.
5. **Ларин Б.М., Еремина Н.А.** Расчет минерализации и концентрации аммиака и углекислоты в водах типа конденсата // Теплоэнергетика. – 2000. – №7 – С. 10–14.
6. **Козюлина Е.В., Ларин Б.М., Бушуев Е.Н.** Повышение информативности мониторинга водного режима конденсатно-питательного тракта энергоблоков // Теплоэнергетика. – 2003. – №7. – С. 2–8.