

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное агентство по образованию

---

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Ивановский государственный энергетический университет  
имени В.И. Ленина»

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭНЕРГОСИСТЕМ**

**ТРУДЫ ИГЭУ**

**Выпуск VIII**

*Под редакцией*

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

ИВАНОВО  
2007

УДК 621.311

ББК 31.37

П 42

Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. VIII / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарин. – Иваново, 2007. – 500 с.

ISBN 978-5-89482-486-4

**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. 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. Ю.А. Митькин (ГОУВПО «Ивановский*  
*государственный энергетический университет им. В.И. Ленина»)*

В предлагаемой читателю книге представлены статьи, являющиеся результатами разработок, теоретических и экспериментальных исследований в области теплоэнергетики, электроэнергетики, компьютерных технологий, выполненных сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета, МЭС Центра ОАО «ФСК ЕЭС», а также других вузов, научно-исследовательских, проектных и эксплуатационных организаций, сотрудничающих с ИГЭУ и МЭС Центра.

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

ISBN 978-5-89482-486-4

© Авторы, 2007

---

---

## ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.22

### **Рационализация схемы включения вспомогательной приводной турбины воздухоудвки энергетического блока ТЭС при переводе котла на уравновешенную тягу**

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

С целью уменьшить расход энергии на собственные нужды и повысить экономичность ТЭС с блоками большой единичной мощности (800 – 1200 МВт), сжигающих газообразное топливо, в тепловых схемах этих блоков устанавливают воздухоудвку с приводом от вспомогательной турбины (ТВД), что позволяет отказаться от вентилятора и дымососа. Котлоагрегат при этом работает под наддувом и должен быть газоплотным (рис. 1).

Расход пара на вспомогательную турбину воздухоудвки зависит от мощности воздухоудвки, которая определяется по выражению

$$N_{\text{возд}} = \frac{QH}{\eta_{\text{возд}}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход воздуха, проходящего через воздухоудвку;  $H$  – напор, создаваемый воздухоудвкой;  $\eta_{\text{возд}}$  – КПД воздухоудвки.

Расход воздуха, подаваемого на сгорание в топку котла,

$$Q = \alpha B_p V^o (1 + X_{\text{рец}}) \frac{T_{\text{хв}} + 273}{273} H, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха для гарантированного выгорания топлива в топке котла;  $B_p$  – расчетный расход топлива, определяемый по расчету котла,  $V^o$  – теоретически необходимое количество воздуха, подаваемого на сгорание топлива;  $X_{\text{рец}}$  – доля рециркуляции воздуха, необходимого для поддержания температуры воздуха ( $T_{\text{хв}}$ ) на входе в воздухоудвку (обычно 30 °С).

Мощность вспомогательной турбины, приводящей в движение воздухоподку, должна быть больше мощности воздухоподку на величину механических потерь (в основном потерь в подшипниках) самой воздухоподку, ее приводной турбины и редуктора между турбиной и воздухоподкуй:

$$N_{mn} = \frac{N_{возд}}{\eta_{ред}\eta_{мех}} = \frac{\alpha B_p V^0 (1 + X_{pec}) (T_{хв} + 273)}{\eta_{ред}\eta_{мех}\eta_{возд} 273}. \quad (3)$$

В свою очередь эта мощность определяется тепловым перепадом, приходящимся на вспомогательную турбину, и расходом пара на нее:

$$N_{mn} = D_{mn} H_a \eta_{oi} = D_{mn} (h_0^{мсд} - h_{ка}^{мсд}) \eta_{oi} = D_{mn} (h_0^{мсд} - h_k^{мсд}), \quad (4)$$

где  $D_{mn}$  – расход пара на вспомогательную турбину;  $H_a$  – адиабатический теплоперепад вспомогательной турбины;  $\eta_{oi}$  – внутренний относительный КПД вспомогательной турбины;  $h_0^{мсд}$ ,  $h_{ка}^{мсд}$  – энтальпия пара на входе и выходе для турбины воздухоподку соответственно;  $h_k^{мсд}$  – энтальпия пара на выходе из вспомогательной турбины для действительного процесса расширения пара.

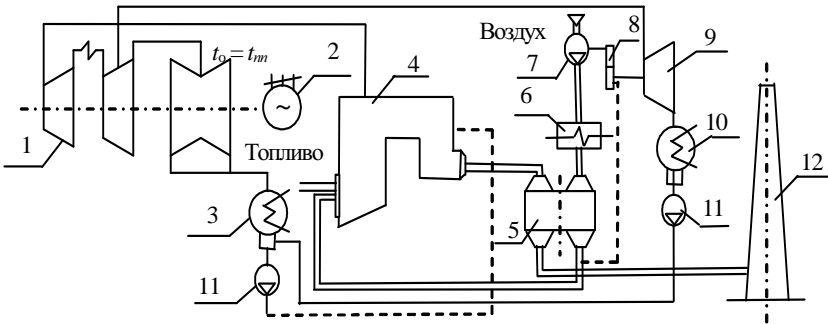


Рис. 1. Схема ТЭС с приводом воздухоподку вспомогательной турбины: 1 – главная турбина; 2 – электрогенератор; 3 – конденсатор главной турбины; 4 – котлоагрегат; 5 – регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВВ); 6 – калорифер для подогрева воздуха перед РВВ; 7 – воздухоподку; 8 – редуктор; 9 – вспомогательная турбина для привода воздухоподку; 10 – конденсатор вспомогательной турбины; 11 – насосы для перекачки конденсата; 12 – дымовая труба

Зная номинальный расход пара на вспомогательную турбину  $D_{mn}^{ном} = N_{mn}^{ном} / (h_0^{тед} - h_k^{тед})$  и расход пара на нее при холостом ходе  $D_{mn}^{xx}$ , который обычно составляет 3 – 5 %  $D_{mn}^{ном}$ , можно построить энергетическую диаграмму режимов  $D_{mn} = f(N_{mn})$ , позволяющую определить расход пара на вспомогательную турбину при любой нагрузке блока (рис. 2).

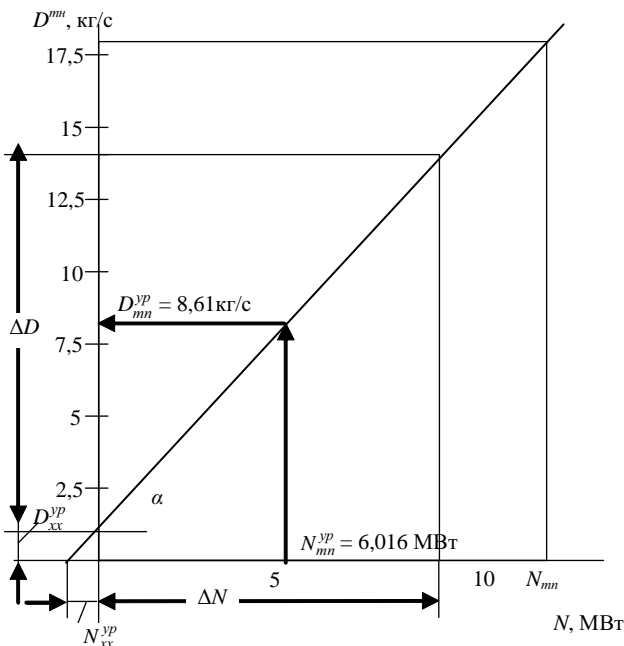


Рис. 2. Диаграмма режимов для вспомогательных турбин привода воздухоподувки

В соответствии с рис. 2 аналитическое выражение для определения расхода пара на вспомогательную турбину воздухоподувки имеет вид

$$\begin{aligned}
 D_{mn} &= D_{mn}^{xx} + tg \alpha N_{mn} = D_{mn}^{xx} + \frac{D_{mn}^{ном} - D_{mn}^{xx}}{N_{mn}^{ном}} N_{mn} = \\
 &= D_{mn}^{xx} + \frac{D_{mn}^{ном} - d_{mn}^{ном} D_{mn}^{ном}}{N_{mn}^{ном}} N_{mn} = D_{mn}^{xx} + (1 - x) d_{mn}^{ном} N_{mn} ,
 \end{aligned} \tag{5}$$

где  $\operatorname{tg} \alpha$  – тангенс угла наклона расходной характеристики  $D_{mn} = f(N_{mn})$ ,  $D_{mn}^{ном}$ ,  $D_{mn}^{xx}$  – расход пара при номинальной нагрузке и холостом ходе на вспомогательную турбину соответственно;  $x = D_{mn}^{xx} / D_{mn}^{ном}$  – коэффициент холостого хода;  $d_{mn}^{ном} = 3600 / (h_0^{m\sigma d} - h_k^{m\sigma d})$  – удельный расход пара для вспомогательной турбины.

В процессе эксплуатации блока может возникнуть необходимость в переводе работы котла на уравновешенную тягу, в этом случае устанавливают дымососы либо в существующем газоходе после котла, либо на байпасе основного газохода (рис. 3).

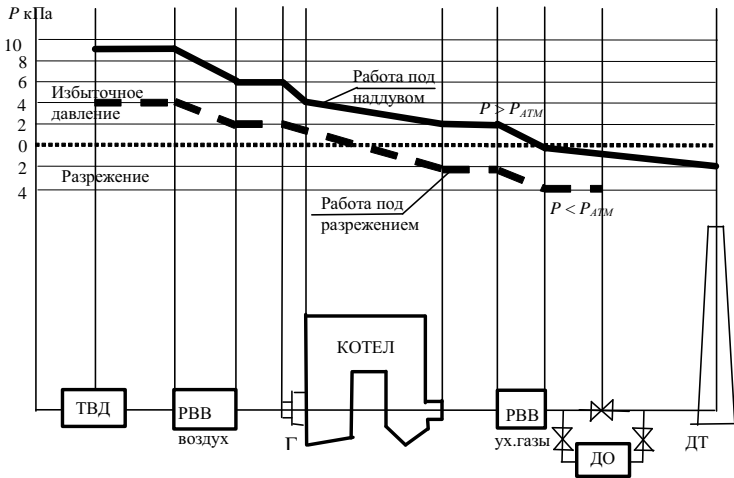


Рис. 3. Схема газовоздушного тракта и распределение давлений в газовоздушном тракте ТЭС при работе котла под наддувом и с уравновешенной тягой: ТВД – турбовоздуходувка; РВВ<sub>воздух</sub> – регенеративный вращающийся воздухоподогреватель с воздушной стороны; РВВ<sub>ух. газы</sub> – то же с газовой стороны; Г – горелки котла; ДО – дымосос; ДТ – дымовая труба

Перевод котла на уравновешенную тягу естественно требует меньшей расхода мощности на привод воздуходувки и соответственно меньшего расхода пара на вспомогательную турбину. Мощность воздуходувки при работе котла на уравновешенной тяге определяется аналогично по выражению (1), но при этом напор  $H_{ур}$ , создаваемый воздуходувкой, будет составлять примерно 50 % от напора  $H$  при работе котла под наддувом, то есть

$$N_{\text{возд.ур}} = \frac{QH_{\text{ур}}}{\eta_{\text{возд}}} . \quad (6)$$

Чтобы определить расход пара  $D_{mn}$  на вспомогательную приводную турбину воздухоподувки, при переводе котла на уравновешенную тягу, можно воспользоваться диаграммой режимов  $D_{mn} = f(N_{mn})$ .

Характер изменения параметров турбоустановок при изменении расхода пара достаточно устойчивый и поддается обобщающим зависимостям, важнейшей при изменении расхода пара является зависимость, связывающая расход пара на турбину до и после ступени или группы степеней.

В аналитическом виде такая зависимость носит название формулы Флюгеля, имеющей вид [1]

$$\frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}} = \sqrt{\frac{(P_o^{yp})^2 - (P_{\kappa}^{yp})^2}{P_o^2 - P_{\kappa}^2}} \sqrt{\frac{T_o}{T_o^{yp}}} , \quad (7)$$

где  $D_{mn}$  – расход пара через ступень или группу степеней;  $P_o, P_{\kappa}$  – давление пара до и после ступени или группы степеней;  $T_o$  – абсолютная температура пара перед ступенью. Индекс «ур» относится к режиму работы котла с уравновешенной тягой.

Соотношение (7) справедливо для суживающихся решеток в докритической области. Вспомогательную конденсационную турбину воздухоподувки можно рассматривать как группу степеней, для которых давление в конденсаторе  $P_{\kappa} = P_{\kappa}^{yp} = \text{const}$ . В этом случае можно пренебречь величинами  $(P_{\kappa}^{yp})^2$  и  $P_{\kappa}^2$ . Тогда выражение (7) примет более простой вид:

$$\frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}} = \frac{P_o^{yp}}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_o^{yp}}} . \quad (8)$$

Если пренебречь температурной поправкой, что можно сделать для значительной части режимов (поскольку температурная поправка во многих случаях близка к единице), то получим прямо пропорциональную зависимость между расходом пара и давлением на входе во вспомогательную турбину при работе котла с уравновешенной тягой:

$$P_o^{yp} = P_o \frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}} . \quad (9)$$

Давление пара в конденсаторе вспомогательной турбины воздуходувки однозначно определяется температурой конденсации пара, которая для любого режима изменяется по соотношению

$$t_k = t_{ov1} + \Delta t_{ov} + v_k, \quad (10)$$

где  $\Delta t_{ov} = t_{ov2} - t_{ov1}$  – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе ( $t_{ov1}$ ,  $t_{ov2}$  – температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С);  $v_k$  – недогрев воды до температуры насыщения конденсирующего пара  $t_k$ , т.е.  $v_k = t_k - t_{ov2}$ .

Из теплового баланса конденсатора имеем

$$\Delta t_{ov} = \frac{D_{k,mn} q_{k,mn}}{c_6 G_{ov}}, \quad (11)$$

где  $D_{k,mn}$  – паровая нагрузка конденсатора, для нашего случая  $D_{k,mn} = D_{mn}$  (приводная турбина конденсационная и без отборов пара);  $q_{k,mn}$  – теплота конденсации пара;  $c_6$  – теплоемкость воды;  $G_{ov}$  – расход охлаждающей воды, поступающей в конденсатор вспомогательной приводной турбины воздуходувки.

Недогрев воды в конденсаторе зависит от коэффициента теплопередачи  $k$  и от температурного напора  $\Delta t = t_k - t_{ov1}$ :

$$v_k = (t_k - t_{ov1}) \exp\left(-\frac{kF_k}{c_6 G_{ov}}\right), \quad (12)$$

где  $F_k$  – площадь поверхности охлаждения конденсатора.

Подставляя в (10) значения  $\Delta t_{ov}$  и  $v_k$  из (11) и (12), получаем температуру насыщения в конденсаторе  $t_k$  [2]:

$$t_k = t_{ov1} + \frac{D_{k,mn} q_{k,mn}}{G_{ov} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{kF_k}{c_6 G_{ov}}\right) \right]} = t_{ov1} + A D_{k,mn}, \quad (13)$$

где  $A$  – комплекс;  $A = f(k, F_k, c_6, G_{ov}, q_{k,mn})$ .

В значительном диапазоне нагрузок расход охлаждающей воды  $G_{ov}$  остается неизменным. При условии  $G_{ov} = \text{const}$  можно считать, что коэффициент теплопередачи в конденсаторе  $k$  также не меняется и комплекс  $A$



остается постоянной величиной, а температура конденсации  $t_k = t_{ов1} + AD_{к,mn}$ .

При переводе котла на работу с уравновешенной тягой температура конденсации в конденсаторе вспомогательной турбины может быть определена по выражению

$$\frac{t_k^{yp} - t_{ов1}}{t_k - t_{ов1}} = \frac{D_{к,mn}^{yp}}{D_{к,mn}} = \frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}}; \rightarrow t_k^{yp} = t_{ов1} + \frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}} (t_k - t_{ов1}). \quad (14)$$

Зная температуру конденсации пара  $t_k^{yp}$  в новом режиме работы вспомогательной турбины воздухоудвки, когда котел работает с уравновешенной тягой, определяем давление пара в конденсаторе по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара:  $P_{к,mn}^{yp} = \Phi(t_k^{yp})$ .

Определив мощность вспомогательной турбины по (3), находим энтальпию пара в выхлопе вспомогательной турбины воздухоудвки при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой:

$$h_{к,mn}^{yp} = h_{о,mn} - \frac{N_{mn}^{yp}}{D_{mn}}, \quad (15)$$

где  $h_{о,mn}$  – энтальпия пара на входе во вспомогательную турбину, подключенную к запроектированному отбору главной турбины.

Действительная работа для 1 кг пара во вспомогательной турбине определится разностью энтальпий:  $H_i^{yp} = h_{о,mn} - h_{к,mn}^{yp}$ .

Величина  $H_i^{yp}$  учитывает потери энергии с выходной скоростью  $h_6^{yp}$  из последней ступени вспомогательной турбины для привода воздухоудвки. Эти потери  $h_6^{yp}$  могут быть найдены из совместного решения уравнения неразрывности и торцевой площади выхлопа последней ступени  $F_{вых}$ :

$$h_6^{yp} = \frac{c^2}{2000} = \left( \frac{D_{mn}^{yp} v}{F_{вых}} \right)^2 \frac{1}{2000} = \left[ \frac{4D_{mn}^{yp} v}{\pi(d^2 - d_k^2)} \right]^2 \frac{1}{2000}, \quad (16)$$

где  $c$  – скорость пара, выходящего из последней ступени вспомогательной турбины;  $v$  – удельный объем пара за последней ступенью турбины;  $d_k$ ,

$d$  – корневой и периферийный диаметр лопаток последней ступени турбины, причем  $(d - d_k) = l$  – высота лопаток последней ступени.

На основании полученных значений строим диаграмму  $h$ - $s$ . На рис. 4 дан процесс расширения пара в диаграмме  $h$ - $s$  для главной и вспомогательной турбин воздухоудвки при работе котла под наддувом и с уравновешенной тягой, когда вспомогательная турбина включена на IV отбор пара из главной турбины.

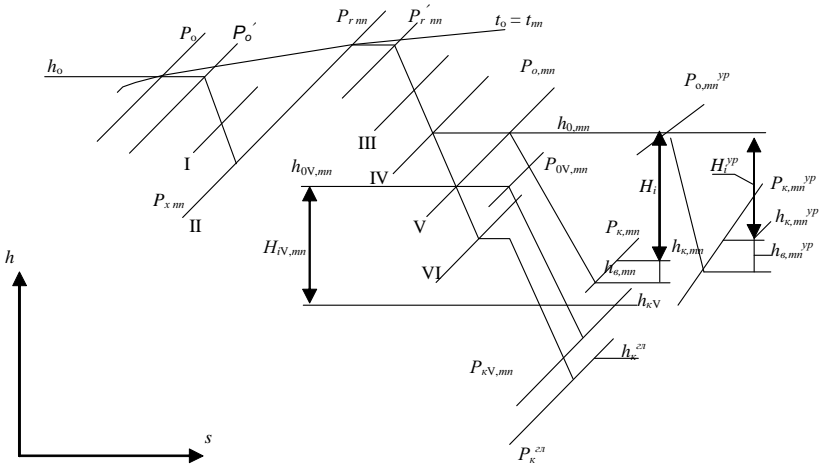


Рис. 4. Процесс расширения пара в диаграмме  $h$ - $s$  для главной и вспомогательной турбин при работе котельного агрегата под наддувом и с уравновешенной тягой:  $H_i$  – действительный теплоперепад во вспомогательной турбине воздухоудвки при работе котельного агрегата под наддувом;  $H_i^{yp}$  – действительный теплоперепад во вспомогательной турбине воздухоудвки при работе котла с уравновешенной тягой;  $H_{IV}$  – действительный теплоперепад во вспомогательной турбине воздухоудвки, включенной на V отбор пара из главной турбины при работе котла с уравновешенной тягой

Как показывают многочисленные испытания оборудования, теплоперепад во вспомогательной турбине остается примерно постоянным, то есть  $H_i = H_i^{yp}$  (см. рис. 4).

Из рис. 4 видно, что при переводе котла на уравновешенную тягу из-за снижения мощности воздухоудвки и, следовательно, приводной турбины относительная величина дросселирования пара на входе в приводную турбину может достичь значительных величин:

$$\delta = \frac{P_{o,mn} - P_{o,mn}^{yp}}{P_{o,mn}} 100 = (55 - 60) \% . \quad (17)$$

Чтобы избежать такого значительного дросселирования пара на входе во вспомогательную приводную турбину, очевидно, целесообразно переключить ее на нижестоящий V отбор пара из главной турбины.

При переключении приводной турбины воздухоподувки на нижестоящий отбор пара необходимо определить расход пара на нее и перестроить процесс в диаграмме  $h-s$  с целью определить необходимый требуемый теплоперепад ( $H_{iV,mn}$ ) по требуемой мощности воздухоподувки ( $N_{6030}^{yp}$ ) при работе котла с уравновешенной тягой.

Рассматривая конденсационную приводную турбину воздухоподувки как одну эквивалентную ступень с постоянным проходным сечением и используя уравнение неразрывности, можно определить расход пара через вспомогательную турбину при ее переключении на V отбор пара главной турбины. Комплекс для вспомогательной турбины воздухоподувки  $Dv$  остается практически постоянным. Поэтому можно считать, что  $D_{mn}^{yp} v_0^{yp} = D_{mn,V} v_{0,V} = \text{const}$ .

Используя диаграмму  $h-s$  (см. рис. 4), определяем с учетом объемного пропуска пара  $Dv = \text{const}$  величину расхода пара из V отбора на вспомогательную конденсационную турбину привода воздухоподувки  $D_{mn,V}$ .

Так как вспомогательная конденсационная турбина не имеет отборов пара, то по выражению (14) определяем температуру насыщения в конденсаторе этой турбины при переключении ее с IV на V отбор пара из главной турбины:

$$t_{k,V} = t_{ог1} + \frac{D_{mn,V}}{D_{mn}^{yp}} (t_k - t_{ог1}), \quad (18)$$

а по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара определяем давление в конденсаторе вспомогательной турбины привода воздухоподувки:  $P_{kV,mn} = f(t_{k,V})$ .

Строим процесс в диаграмме  $h-s$  (см. рис. 4), для этого случая при питании вспомогательной турбины из V отбора пара главной турбины и находим действительный теплоперепад  $H_{iV,mn}$  для вспомогательной турбины.

Зная расход пара  $D_{mn,V}$  и действительный теплоперепад  $H_{iV,mn}$ , проверяем мощность вспомогательной турбины для привода воздухоподувки при работе котла с уравновешенной тягой:

$$N_{mn,V} = D_{mn,V} H_{iV,mn}. \quad (19)$$

Если найденное значение  $N_{mn,V}$  не совпадает с требуемой величиной, то смещаем процесс расширения пара во вспомогательной турбине в диаграмме  $h-s$ , определяя новое значение удельного объема пара  $u_{0,V}$ . По величине объемного расхода пара  $D_{mn}^{yp} u_0^{yp} = D_{mn,V} u_{0,V} = \text{const}$  находим новое значение  $D_{mn,V}$  и проверяем соотношение  $N_{mn,V} = N_{mn}^{yp}$ .

Относительное изменение расхода пара на вспомогательную приводную турбину воздухоудвки при ее переключении на нижележащий V отбор пара из главной турбины составит

$$\delta D = \frac{\delta D_{mn}^V}{D_{mn,V}} = \frac{D_{mn}^{yp} - D_{mn,V}}{D_{mn}^{yp}} = 1 - \frac{D_{mn,V}}{D_{mn}^{yp}} = 1 - \frac{N_{mn,V}}{D_{mn}^{yp} H_{iV,mn}}. \quad (20)$$

В свою очередь относительное изменение расхода пара на вспомогательную приводную турбину воздухоудвки  $\delta D$  приводит к изменению работы 1 кг пара в главной турбине, которое в соответствии с рис. 4 можно определить по выражению

$$\Delta l_1 = \delta D (h_{0,mn} - h_{\kappa}^{z1}) = \frac{\delta D_{mn}^V}{D_{mn}^{yp}} (h_{0,mn} - h_{\kappa}^{z1}) = 1 - \frac{N_{mn,V} (h_{0,mn} - h_{\kappa}^{z1})}{D_{mn}^{yp} H_{iV,mn}}. \quad (21)$$

Рассматривая уравнение теплового баланса для ПНД-1 (рис. 5)

$$D_n^o (h_{n1} - h_{op}) = (D_{\kappa}^{z1} - D_{mn}^{yp}) c_e (t_{n1} - t_{\kappa}^{z1}) + D_{mn}^{yp} c_e (t_{n1} - t_{\kappa}^{mn}) \quad (22)$$

и делая несложные преобразования, легко получить выражение для количества тепла, передаваемого в ПНД-1:

$$D_n^o \Delta h = D_{\kappa}^{z1} c_e (t_{n1} - t_{\kappa}^{z1}) - D_{mn}^{yp} c_e (t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{z1}), \quad (23)$$

где  $D_n^o$ ,  $D_{\kappa}^{z1}$ ,  $D_{mn}^{yp}$  – расход пара на ПНД-1, в главный конденсатор, на вспомогательную приводную турбину воздухоудвки, включенную на IV отбор пара из главной турбины, соответственно;  $\Delta h = (h_{n1} - h_{op})$  – количество тепла, отдаваемое 1 кг пара в ПНД-1;  $t_{n1}$ ,  $t_{\kappa}^{z1}$ ,  $t_{\kappa}^{mn}$  – температура пара у ПНД-1, конденсата из главного конденсатора и конденсата из кон-

*Рационализация схемы включения вспомогательной  
приводной турбины воздухоподувки энергетического блока ТЭС  
при переводе котла на уравновешенную тягу*

денсатора вспомогательной приводной турбины воздухоподувки соответственно;  $c_6$  – теплоемкость воды.

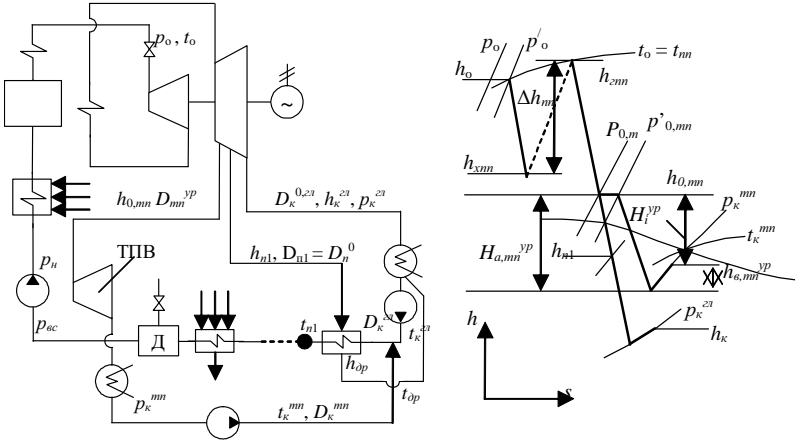


Рис. 5. Принципиальная тепловая схема блока и процесс расширения пара в диаграмме  $h-s$  для главной турбины и вспомогательной приводной турбины воздухоподувки (ТПВ)

Из выражения (23) легко находится расход пара на ПНД–1, а относительное изменение расхода пара  $\delta D_{mn0}$  на ПНД–1 при переключении вспомогательной турбины воздухоподувки с IV на V отбор пара из главной турбины составит

$$\delta D_{mn0} = \frac{\delta D_n^V}{D_n^o} = \frac{D_n^o - D_n}{D_n^o} = -\frac{D_{mn}^{yp} - D_{mn,V}}{D_n^o \Delta h} c_6 (t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{2l}) . \quad (24)$$

Изменение расхода пара на ПНД–1 приводит к изменению работы 1 кг пара в главной турбине на величину

$$\Delta l_2 = -\frac{(D_{mn}^{yp} - D_{mn,V}) c_6 (t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{2l})}{D_n^o \Delta h} (h_{n1} - h_{\kappa}^{2l}) . \quad (25)$$

Изменение расхода пара на приводную турбину воздухоподувки, при переключении ее на нижележащий отбор, на величину  $\delta D_{mn}$  вызывает изменение расхода пара на ПНД–1 на величину  $\delta D_{mn0}$ , поэтому эти вели-

чины имеют противоположные знаки. Изменение расхода пара через выходное сечение вспомогательной турбины вызывает изменение потерь энергии с выходной скоростью в выхлопном сечении главной турбины. Эти потери энергии с выходной скоростью в главной турбине  $H_6$  в расчете на 1 кг пара, поступающего в конденсатор главной турбины, составят

$$H_6 = H_6^o \left( \frac{D_{\kappa}^{2l}}{D_{\kappa}^{o,2l}} \right)^2 = H_6^o \left( \frac{D_{\kappa}^{o,2l} + \delta D_{mn} + \delta D_{m\partial}}{D_{\kappa}^{o,2l}} \right)^2 = H_6^o \left( 1 + \frac{\delta D_{mn} + \delta D_{m\partial}}{D_{\kappa}^{o,2l}} \right)^2, \quad (26)$$

где  $H_6^o$  – потери энергии с выходной скоростью пара в главной турбине в исходном варианте, когда котел работает с уравновешенной тягой, а вспомогательная турбина привода воздуходувки включена на IV отборе пара из главной турбины;  $D_{\kappa}^{o,2l}$  – расход пара, поступающего в конденсатор главной турбины, в исходном варианте.

Изменение потери энергии с выходной скоростью пара в главной турбине  $\delta H_6$  при переключении вспомогательной турбины воздуходувки на нижележащий отбор определится по выражению

$$\begin{aligned} \delta H_6 &= H_6^o - H_6 = H_6^o \left[ 1 - \left( 1 + \frac{\delta D_{mn} + \delta D_{m\partial}}{D_{\kappa}^{o,2l}} \right)^2 \right] = \\ &= H_6^o \left[ 1 - \left( 1 + \frac{\delta D_{mn} \left( 1 - \frac{c(t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{2l})}{\Delta h} \right)}{D_{\kappa}^{o,2l}} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

Возводя в квадрат выражение в круглых скобках и пренебрегая малыми второго порядка, получим выражение для расчета изменения выходных потерь в главной турбине при переключении вспомогательной турбины воздуходувки на нижележащий отбор:

$$\delta H_6 = -2H_6^o \frac{\delta D_{mn} \left[ \Delta h - c_{\kappa} (t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{2l}) \right]}{D_{\kappa}^{o,2l} \Delta h}. \quad (28)$$

Общее изменение работы 1 кг пара в главной турбине при переключении вспомогательной приводной турбины воздухоудвки на нижележащий отбор пара и работе котла с уравновешенной тягой составит

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \delta H_{\text{г}} = \delta D_{mn} A, \quad (29)$$

где  $A$  – коэффициент, определяемый параметрами схемы при переключении вспомогательной турбины воздухоудвки на нижележащий отбор:

$$A = \frac{h_{o,mn} - h_{z1}}{D_{mn}^{yp}} - \frac{c_{\text{г}}(t_{\text{к}}^{mn} - t_{\text{к}}^{z1})}{D_{\text{н}}^o \Delta h} (h_{\text{н1}} - h_{\text{к}}^{mn}) - 2H_{\text{г}}^o \frac{\Delta h(t_{\text{к}}^{mn} - t_{\text{к}}^{z1})}{D_{\text{к}}^{o,z1} \Delta h}. \quad (30)$$

Изменение мощности главной турбины при работе котла с уравновешенной тягой и переключении вспомогательной приводной турбины воздухоудвки на нижележащий отбор составит

$$\Delta N = D_{mn}^{yp} \Delta l = D_{mn}^{yp} (\Delta l_1 + \Delta l_2 + \delta H_{\text{г}}) = D_{mn}^{yp} \delta D_{mn} A = D_{mn}^{yp} (D_{mn}^{yp} - D_{mn,V}) A. \quad (31)$$

В качестве примера рассмотрим блок мощностью 1200 МВт. В технологической схеме блока проектом предусмотрена установка трех воздухоудвок типа ВДН-36×2 мощностью 6,4 МВт каждая. При номинальном КПД воздухоудвки  $\eta_{\text{возд}} = 0,885$  и номинальном расходе воздуха через нее, равном  $1,45 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор, который может создать одна воздухоудвка, составляет 14,3 кПа (1460 мм вод. ст.). Температура воздуха на входе в воздухоудвку  $t_{\text{хв}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Привод воздухоудвки осуществляется через редуктор от вала вспомогательной турбины типа ОК-18-ПВ-1200 номинальной мощностью 6,3 МВт, рассчитанной на работу со следующими параметрами пара: на входе в нее – давлением  $p_0^{mn} = 0,7649 \text{ МПа}$ , температурой  $t_0^{mn} = 355 \text{ }^\circ\text{C}$ ; на выходе из турбины, на входе в конденсатор – давлением  $p_{\text{к}}^{mn} = 4,413 \text{ кПа}$ .

Блок мощностью 1200 МВт работает на природном газе с тепловорной способностью  $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 36,46 \text{ МДж/м}^3$  и плотностью газового топлива  $\rho = 0,741 \text{ кг/м}^3$ . Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии составляет  $\epsilon_{\text{с}} = 305 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ .

Для сжигания  $1 \text{ м}^3$  природного газа в топку котельного агрегата теоретически необходимо подать  $9,68 \text{ м}^3$  воздуха. При коэффициенте избытка воздуха в топке  $\alpha = 1,05$ , величине рециркуляции и перетока воздуха в

газовый тракт в регенеративном вращающемся воздухоподогревателе  $X_{pec} = 0,05$ , температуре холодного воздуха на входе в воздухоподувку  $t_{хв} = 30$  °С расход воздуха, перекачиваемого воздухоподувками блока, в соответствии с (2) составит  $3,482 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>/ч.

При номинальном режиме работы котельного агрегата под наддувом исходя из действительного напора, создаваемого воздухоподувкой ( $H = 9,8065$  кПа или 1000 мм вод. ст.), и КПД воздухоподувки  $\eta = 0,8$  суммарная мощность воздухоподувок, в соответствии с (1), составит  $N_{возд} = 11,85$  МВт, а суммарная мощность приводных турбин, определяемая по (3),  $-N_{mn} = 12,214$  МВт ( $\eta_{ред} = 0,98$ ,  $\eta_{мех} = 0,99$ ).

В табл. 1 приведены параметры для построения процесса расширения пара во вспомогательной приводной турбине воздухоподувки в диаграмме  $h-s$ . Суммарный расход пара на вспомогательные приводные турбины воздухоподувок определен по (4) и составляет  $D_{mn} = 17,61$  кг/с (63,4 т/ч). Торцевая площадь выхлопа вспомогательной турбины  $F_{вых} = 0,8973$  м<sup>2</sup>, а потери энергии с выходной скоростью пара (197,98 м/с) из последней ступени  $h_{выхл} = 19,599$  кДж/кг.

Таблица 1. Параметры пара при построении процесса расширения в диаграмме  $h-s$  для вспомогательной турбины воздухоподувки при работе котельного агрегата блока мощностью 1200 МВт под наддувом

№ п/п	Параметры пара	$p$ , МПа	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$t$ , °С	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$x$	Прочие: потери, КПД
1	В IV отборе главной турбины	0,900	0,31551	352,03	3164,33	7,3600		$\Delta p = 9$ %
2	Перед стопорным клапаном ТП	0,819	0,34679	351,29	3164,33	7,4029		$\Delta p = 7$ %
3	Перед 1-й ступенью ТП	0,761670	0,37295	350,75	3164,33	7,4359		$\eta_{oi} = 0,75$
4	На линии $x = 1$	0,021816	7,04799	61,97	2613,02	7,8796	1,0	$\eta_{oi}^x = 0,74$
5	В конце процесса	0,004413	30,2645	30,70	2445,80	8,0734	0,9541	
6	Потери с выходной скоростью $h_{вых}$				19,599			
7	В выхлопе ТП	0,004413	30,5205	30,70	2465,40	8,1379	0,9622	

Примечания: 1)  $\Delta p = 9$  % – потери давления пара от отбора из главной турбины до стопорного клапана вспомогательной турбины; 2)  $\Delta p = 7$  % – потери давления пара в регулирующих органах вспомогательной турбины; 3)  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_{oi}^x$  – внутренний относительный КПД проточной части вспомогательной турбины при ее работе на перегретом и влажном паре соответственно.



При переводе котельного агрегата на уравновешенную тягу и установке в газоходе дымовой трубы дымососов уменьшается напор воздуха, подаваемого на сгорание топлива в топку котельного агрегата. Принимая напор воздуходувки  $H^{yp} = 4,707$  кПа (480 мм вод. ст.), определяем суммарную мощность воздуходувок, которая будет равна величине  $N_{6030}^{yp} = 5,837$  МВт.

Суммарная мощность вспомогательных турбин для привода воздуходувок в этом случае составит  $N_{mn}^{yp} = 6,016$  МВт. Исходя из диаграммы режимов (см. рис. 2), можно определить расход пара на вспомогательные турбины воздуходувок:  $D_{mn}^{yp} = 8,61$  кг/с. Считая, что давление пара перед первой ступенью вспомогательной турбины, в соответствии с уравнением Флюгеля, пропорционально расходу пара, по (9) определяем это давление:

$$p_1^{yp} = p_1 \frac{D_{mn}^{yp}}{D_{mn}} = 0,76167 \frac{8,61}{17,61} = 0,3724 \text{ МПа},$$

где  $p_1 = 0,76167$  МПа – давление пара перед первой ступенью вспомогательной турбины при работе котельного агрегата под наддувом (см. табл. 1);  $D_{mn} = 17,61$  кг/с,  $D_{mn}^{yp} = 8,61$  кг/с – расходы пара на вспомогательные турбины воздуходувок при работе котельного агрегата под наддувом и с уравновешенной тягой соответственно.

Приводные турбины воздуходувок включены в IV отбор пара из главной турбины. Относительная величина гидравлических потерь давления пара по трассе IV отбор пара из главной турбины – первая ступень вспомогательной турбины составит

$$\delta = \frac{P_{IV,omb}^{zl} - P_{1,mn}^{yp}}{P_{IV,omb}^{zl}} 100 = \frac{0,9 - 0,3724}{0,9} 100 = 58,62 \text{ \%}.$$

При работе котла с уравновешенной тягой давление в конденсаторе вспомогательной турбины привода воздуходувки  $p_k^{yp}$ , при условии постоянства расхода циркуляционной воды  $G_{ов} = \text{const}$ , определится в функции температуры конденсации  $t_k^{yp}$ , найденной по (14). Принимая среднегодовую температуру циркуляционной воды на входе в конденсатор  $t_{ов1} = 15$  °С и температуру конденсации  $t_k = 30,5$  °С (см. табл. 1), получим  $t_k^{yp} = 22,67$  °С, а  $p_k^{yp} = f(t_k^{yp}) = 2,808$  кПа.

Зная суммарную мощность вспомогательных приводных турбин воздуходувок при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой  $N_{mn}^{yp}$ , расход пара на них  $D_{mn}^{yp}$ , начальные параметры пара  $p_1^{yp}$ ,  $h_{1,mn}^{yp} = h_{0,mn}^{yp}$ , конечное давление  $p_{\kappa}^{yp}$ , можно по выражению (15) определить энтальпию пара на входе в конденсатор вспомогательной турбины:

$$h_{\kappa,mn}^{yp} = h_{0,mn}^{yp} - \frac{N_{mn}^{yp}}{nD_{mn}^{yp}} = 3164,33 - \frac{6,016 \cdot 10^3}{3 \cdot 8,81} = 2465,63 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где  $n$  – число параллельно включенных воздуходувок на один котельный агрегат.

Полезная работа пара во вспомогательной приводной турбине воздуходувки в расчете на 1 кг пара  $H_i^{yp} = h_{1,mn}^{yp} - h_{\kappa,mn}^{yp} = 698,72$  кДж/кг.

В табл. 2 приведены параметры пара для построения процесса расширения пара во вспомогательной приводной турбине воздуходувки в диаграмме  $h-s$  при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой. Суммарный расход пара на вспомогательные приводные турбины воздуходувок  $D_{mn}^{yp} = 8,61$  кг/с (31,0 т/ч); торцевая площадь выхлопа вспомогательной турбины  $F_{вых} = 0,8973$  м<sup>2</sup>, а потери энергии с выходной скоростью пара (150,56 м/с) из последней ступени  $h_{вых} = 11,35$  кДж/кг. Величина энтальпии пара на входе в конденсатор ( $h_{\kappa,mn}^{yp} = 2465,63$  кДж/кг), полученная расчетом по (15), хорошо согласуется с данными табл. 2 ( $h_{\kappa,mn}^{yp} = 2465,78$  кДж/кг). То же можно сказать и о действительном теплоперепаде ( $H_i^{yp} = h_{1,mn}^{yp} - h_{\kappa,mn}^{yp} = 698,55$  кДж/кг).

С целью избежать значительного дросселирования потока пара на входе во вспомогательную приводную турбину воздуходувки, при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой, осуществим переключение ее на V отбор пара из главной турбины. Так как вспомогательная турбина при этом не реконструируется, то ее проходное сечение для потока пара остается неизменным. Следовательно, и объемный расход пара перед первой ступенью останется неизменным:  $D_{mn}^{yp} v_0^{yp} = D_{m,v} u_{0,v} = \text{const}$ , а в соответствии с табл. 2  $D_{mn}^{yp} v_0^{yp} = 8,61 \cdot 0,7635 = 6,5743$  м<sup>3</sup>/с.

*Рационализация схемы включения вспомогательной  
приводной турбины воздухоподувки энергетического блока ТЭС  
при переводе котла на уравновешенную тягу*

**Таблица 2. Параметры пара при построении процесса расширения  
в диаграмме  $h-s$  для вспомогательной турбины воздухоподувки  
при работе котельного агрегата блока мощностью 1200 МВт с уравновешенной тягой**

№ п/п	Параметры пара	$p$ , МПа	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$t$ , °С	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$x$	Прочие: потери, КПД
1	В IV отборе главной турбины	0,900	0,31551	352,03	3164,33	7,3600		$\Delta p = 9 \%$
2	Перед стопорным клапаном ТП	0,819	0,34679	351,29	3164,33	7,4029		$\Delta p = 54,53 \%$
3	Перед 1-й ступенью ТП	0,3724	0,76357	347,12	3164,33	7,7630		$\eta_{oi} = 0,778$
4	На линии $x = 1$	0,009440	15,49123	44,71	2582,56	8,1716	1,0	$\eta_{oi}^x = 0,768$
5	В конце процесса	0,002808	46,84754	23,00	2454,43	8,3014	0,9637	
6	Потери с выходной скоростью $h_{вых}$				11,35			
7	В выхлопе ТП	0,002808	47,07303	23,00	2465,78	8,3397	0,9683	

Примечания: 1)  $\Delta p = 9 \%$  – потери давления пара от отбора из главной турбины до стопорного клапана вспомогательной турбины; 2)  $\Delta p = 54,53 \%$  – потери давления пара в регулирующих органах вспомогательной турбины; 3)  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_{oi}^x$  – внутренний относительный КПД проточной части вспомогательной турбины при ее работе на перегретом и влажном паре соответственно.

Используя значение удельного объема пара (см. табл. 3) на входе в первую ступень вспомогательной турбины, включенной на V отбор пара из главной турбины ( $v_{0,V} = 0,67925$  м<sup>3</sup>/кг), легко определить расход пара  $D_{mn,V} = 9,68$  кг/с.

Температура насыщения в конденсаторе вспомогательной приводной турбины при переключении ее с IV на V отбор пара из главной турбины, в соответствии с выражением (18), составит  $t_{к,V} = 23,63$  °С, что соответствует давлению в конденсаторе  $p_{кV,mn} = f(t_{к,V}) = 2,917$  кПа.

По найденным значениям расхода пара на вспомогательную приводную турбину воздухоподувки  $D_{mn,V} = 9,68$  кг/с; энтальпии пара на входе в нее  $h_{0V,mn} = 3026,27$  кДж/кг; энтальпии пара на входе в конденсатор  $h_{кV,mn} = 2399,88$  кДж/кг определяем по (19) мощность вспомогательной турбины, включенной на V отбор пара из главной турбины при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой:

$$N_{mn,V}^{yp} = D_{mn,V} (h_{0V,mn} - h_{кV,mn}) = 9,68 (3026,27 - 2399,88) = 6063 \text{ кВт.}$$

При неизменной торцевой площади выхлопа вспомогательной турбины  $F_{\text{вых}} = 0,8973 \text{ м}^2$  потери энергии с выходной скоростью пара (157,76 м/с) из последней ступени составят  $h_{\text{выкл}} = 12,44 \text{ кДж/кг}$ .

Полезная работа пара во вспомогательной приводной турбине воздухоудвки в этом случае в расчете на 1 кг пара:  $H_{IV} = h_{0V, \text{mn}} - h_{kV, \text{mn}} = 626,39 \text{ кДж/кг}$ .

Относительная величина погрешности расчета требуемой мощности воздухоудвки при переключении вспомогательной турбины на V отбор пара из главной турбины и работе котельного агрегата с уравновешенной тягой составляет

$$\delta = \frac{N_{IV, \text{mn}}^{yp} - N_{V, \text{mn}}^{yp}}{N_{IV, \text{mn}}^{yp}} 100 = \frac{6016 - 6063}{6016} 100 = -0,78 \%,$$

что свидетельствует о достаточно хорошем качестве перестроения процесса расширения пара в диаграмме  $h-s$  (табл. 2, 3).

Таблица 3. Параметры пара при построении процесса расширения в диаграмме  $h-s$  для вспомогательной турбины воздухоудвки, включенной на V отбор пара из главной турбины и работе котельного агрегата блока мощностью 1200 МВт с уравновешенной тягой

№ п/п	Параметры пара	$p$ , МПа	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$t$ , °С	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/кг·К	$x$	Прочие: потери, КПД
1	В V отборе главной турбины	0,500	0,50521	281,85	3026,27	7,3943		$\Delta p = 9,5 \%$
2	Перед стопорным клапаном ТП	0,4525	0,55831	281,20	3026,27	7,4397		$\Delta p = 17,79 \%$
3	Перед 1-й ступенью ТП	0,3720	0,67925	280,08	3026,27	7,5290		$\eta_{oi} = 0,778$
4	На линии $x = 1$	0,025624	6,05895	65,53	2618,94	7,8240	1,0	$\eta_{oi}^x = 0,768$
5	В конце процесса	0,002917	43,88373	23,63	2387,43	8,0588	0,9358	
6	Потери с выходной скоростью $h_{\text{вых}}$				12,44			
7	В выхлопе ТП	0,002917	44,12229	23,63	2399,88	8,1007	0,9409	

Примечания: 1)  $\Delta p = 9,5 \%$  – потери давления пара от отбора из главной турбины до стопорного клапана вспомогательной турбины; 2)  $\Delta p = 17,79 \%$  – потери давления пара в регулирующих органах вспомогательной турбины; 3)  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_{oi}^x$  – внутренний относительный КПД проточной части вспомогательной турбины при ее работе на перегретом и влажном паре соответственно.

*Рационализация схемы включения вспомогательной  
приводной турбины воздухоудувки энергетического блока ТЭС  
при переводе котла на уравновешенную тягу*

На рис. 6 представлен процесс расширения пара в диаграмме  $h$ - $s$  для главной турбины и трех рассмотренных выше случаев включения вспомогательной приводной турбины воздухоудувки блока мощностью 1200 МВт.

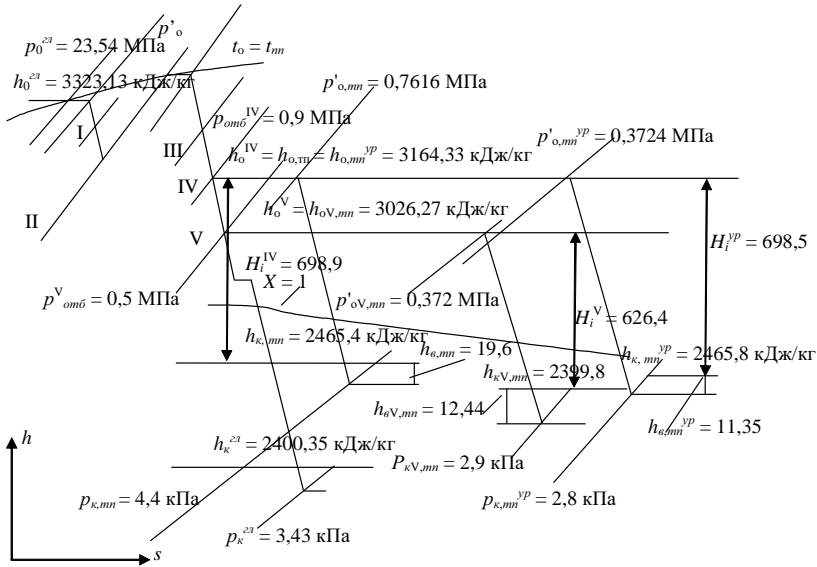


Рис. 6. Процесс расширения пара в диаграмме  $h$ - $s$  для главной турбины и трех режимов вспомогательной приводной турбины воздухоудувки блока мощностью 1200 МВт: при работе котельного агрегата блока 1200 МВт под наддувом действительный теплоперепад во вспомогательной турбине воздухоудувки  $H_i^{iv} = 698,9$  кДж/кг; при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой и включении воздухоудувки на IV отбор пара из главной турбины  $H_i^{yp} = 698,5$  кДж/кг; при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой и включении воздухоудувки на V отбор пара из главной турбины  $H_i^v = 698,4$  кДж/кг

При работе котельного агрегата блока мощностью 1200 МВт с уравновешенной тягой и переключении вспомогательной приводной турбины воздухоудувки с IV на V отбор пара из главной турбины, с целью уменьшить дросселирование пара на входе в нее, получаем основное изменение мощности блока:

$$\begin{aligned} \Delta N_1 &= D_{mn}^{yp} (h_{0,mn}^{yp} - h_{0,mn}^{iv}) - D_{mn}^v (h_{0,v,mn} - h_k^z) = \\ &= 8,61 (3164,33 - 2400,35) - 9,68 (3026,27 - 2400,35) = 518,96 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Изменение мощности блока из-за изменения расхода пара на ПНД-1 в соответствии с выражением (25) составит

$$\Delta N_2 = \Delta l_2 = D_n^o \frac{(D_{mn}^{yp} - D_{mn,v})c_6(t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{z\lambda})}{D_n^o(h_1 - h_{\kappa 1})}(h_{n1} - h_{\kappa}^{z\lambda}) =$$

$$= 24,36 \frac{(8,61 - 9,68)4,19(23,63 - 26,36)}{24,36(2525 - 243,9)}(2525 - 2400,35) = 0,669 \text{ кВт},$$

где  $D_n^o = 24,36 \text{ кг/с}$  – расход пара на ПНД-1;  $h_1 = 2525 \text{ кДж/кг}$  – энтальпия пара из первого отбора главной турбины;  $h_{\kappa 1} = 243,9 \text{ кДж/кг}$  – энтальпия конденсата греющего пара, выходящего из ПНД-1 в главный конденсатор;  $h_{\kappa}^{z\lambda} = 2400,35$  – энтальпия пара в главном конденсаторе;  $t_{\kappa}^{z\lambda}$ ,  $t_{\kappa}^{mn}$  – температура насыщения пара в главном конденсаторе и конденсаторе вспомогательной турбины (см. табл. 3) соответственно.

По выражению (28) определим изменение мощности блока, связанное с изменением потерь энергии с выходной скоростью пара из последней ступени главной турбины, что вызывает изменение расхода пара в главный конденсатор при переключении вспомогательной приводной турбины воздуходувки с IV на V отбор пара из главной турбины:

$$\Delta N_3 = -D_{mn,v} \cdot 2H_6^o \frac{(D_{mn}^{yp} - D_{mn,v})[(h_1 - h_{\kappa 1}) - c_6(t_{\kappa}^{mn} - t_{\kappa}^{z\lambda})]}{D_{\kappa}^{o,z\lambda}(h_1 - h_{\kappa 1})} =$$

$$= -9,68 \cdot 2 \cdot 55 \frac{(8,61 - 9,68)[(2525 - 243,9) - 4,19(23,63 - 26,36)]}{600,84(2525 - 243,9)} = 1,9 \text{ кВт},$$

где  $D_{\kappa}^{o,z\lambda} = 600,84 \text{ кг/с}$  – расход пара в конденсатор главной турбины при питании вспомогательной турбины воздуходувки паром из IV отбора главной турбины;  $H_6^o = 55 \text{ кДж/кг}$  – потери энергии с выходной скоростью пара из последней ступени главной турбины.

Суммарное изменение мощности блока 1200 МВт при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой и переключении вспомогательной приводной турбины воздуходувки с IV на V отбор пара из главной турбины составит

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2 + \Delta N_3 = 521,53 \text{ кВт}.$$

При числе часов использования установленной мощности блока  $\tau = 6000$  ч/г и удельном расходе условного топлива на выработку электроэнергии  $b_3 = 305$  г/(кВт·ч), годовая экономия топлива на блок мощностью 1200 МВт составит порядка 954,4 т, а срок окупаемости модернизации не превысит двух месяцев.

### **Выводы**

1. Предложена методика расчета изменения мощности теплоэнергетического блока, когда котельный агрегат переводится с работы под наддувом на работу с уравновешенной тягой.

2. Показано, что при работе котельного агрегата с уравновешенной тягой наиболее целесообразно осуществить переключение приводной вспомогательной турбины воздухоподувки на нижележащий отбор пара из главной турбины.

3. Для блока мощностью 1200 МВт с котельным агрегатом, работающим с уравновешенной тягой, переключение вспомогательной турбины воздухоподувки с IV на V отбор пара из главной турбины позволяет получить дополнительно 521,5 кВт мощности или годовую экономию расхода топлива на блок 1200 МВт, равную 954,4 т в год.

### **Библиографический список**

1. **Бартлет Р.Л.** Тепловая экономичность и экономика паровых турбин. – М.;Л.: Госэнергоиздат, 1963.

2. **Понятов В.А.** Аналитические зависимости изменения мощности конденсационной турбины от конечного давления пара // Вопросы оптимизации и расчета паротурбинного блока большой мощности: Сб. – Саратов: Изд-во Сарат. политехн. ин-та, 1969. – Вып. 39.

УДК 621.039:621.311.22

## **О возможности применения цикла двух давлений на АЭС с ВВЭР**

*А.Г. Ильченко, канд. техн. наук, А.В. Поштаренко, инж.*

Одним из путей повышения эффективности АЭС наряду с совершенствованием топливного цикла является повышение их тепловой экономичности. В настоящее время на большинстве АЭС как в России, так и

за рубежом применяются циклы насыщенного пара [1]. Большинство АЭС работают по двухконтурной схеме с использованием реакторов, охлаждаемых водой под давлением. Одним из недостатков АЭС с реакторами ВВЭР и влажнопаровыми турбинами является их сравнительно невысокая тепловая экономичность, что обусловлено низким уровнем температур теплоносителя в первом контуре ( $t_{\text{вых}} \leq 320 - 325 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и соответственно относительно низкими значениями начальных параметров пара перед турбиной ( $p_o = 5,9 - 6,8 \text{ МПа}$ ,  $t_o = 274 - 285 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Вследствие этого большая часть процесса расширения пара в турбине, несмотря на применение промежуточной сепарации и промежуточного перегрева, находится в области влажного пара, что негативно сказывается на экономичности и надежности лопаточного аппарата.

Как было показано в [2], достаточно эффективным способом снижения влажности пара в турбине и повышения тепловой экономичности ПТУ является применение дополнительного перегрева пара за счет использования предвключенных парогенераторов. С другой стороны, генерируемый в предвключенном парогенераторе (ППГ) пар повышенного давления может быть направлен в дополнительный (предвключенный) цилиндр высокого давления (ПЦ), а после него – в ЦВД главной турбины (рис. 1). Такая схема представляет собой реализацию хорошо известного цикла двух давлений, нашедшего применение на некоторых АЭС с газоохлаждаемыми реакторами [3, 4]. Применение цикла двух давлений позволяет за счет уменьшения необратимости в парогенераторах при передаче теплоты от теплоносителя к рабочему телу ПТУ увеличить среднетермодинамическую температуру подвода теплоты к циклу и повысить тепловую экономичность.

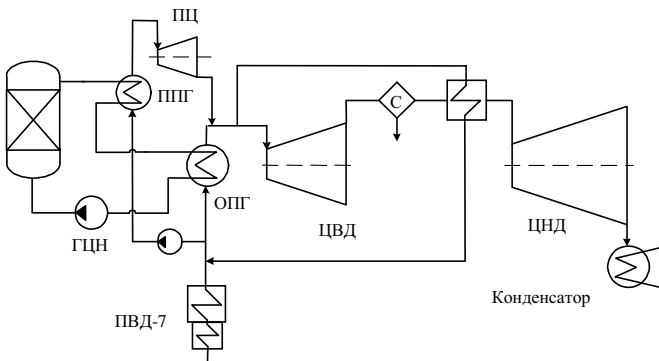


Рис. 1. Схема цикла двух давлений



Приведены результаты исследования цикла двух давлений применительно к энергоблоку АЭС с реактором ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-5,9/50 ПО ЛМЗ. При тепловой мощности реактора 3000 МВт нагрев воды в реакторе составляет  $\Delta t_p = 32 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{вх}}/t_{\text{вых}} = 290/322 \text{ }^\circ\text{C}$ ). При указанных параметрах теплоносителя в предвключенном парогенераторе может генерироваться насыщенный пар с давлением до 10,5 МПа [2, 5].

Изобразим термодинамический цикл турбоустановки, работающей по циклу двух давлений (схема рис. 1) в  $T, s$ -диаграмме (рис. 2). Для простоты рассмотрим установку без регенеративного подогрева питательной воды. Данный термодинамический цикл можно представить в виде комбинации двух циклов – исходного (фиг. 1-2-3-4-5) и дополнительного (фиг. 1-2'-3'-3''-4-5).

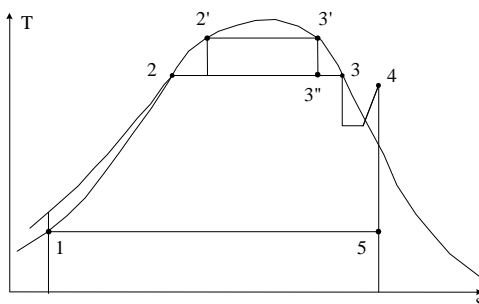


Рис. 2.  $T, s$ -диаграмма цикла двух давлений

Пусть  $Q_{o1}$  и  $Q_{o2}$  – количество теплоты, подводимое к исходному (основному) циклу в основном парогенераторе и к дополнительному (в предвключенном ПГ);  $L_1$  и  $L_2$  – полезная внутренняя мощность основного и дополнительного циклов. При этом очевидно, что  $Q_{o1} + Q_{o2} = Q_o = \text{const}$ , где  $Q_o$  – полное количество теплоты, подведенное к циклу (определяется тепловой мощностью реактора).

Внутренний КПД цикла двух давлений может быть представлен в виде

$$\eta_i = \frac{L_1 + L_2}{Q_1 + Q_2} = (\eta_{i1} + \frac{Q_{o2}}{Q_{o1}} \eta_{i2}) / (1 + \frac{Q_{o2}}{Q_{o1}}), \quad (1)$$

где  $\eta_{i1}$ ,  $\eta_{i2}$  – соответственно внутренний КПД основного и дополнительного циклов. Обозначим  $\varepsilon = Q_{o2}/Q_{o1}$ , тогда выражение (1) запишется в виде

$$\eta_i = (\eta_{i1} + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \eta_{i2}) / (1 + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}). \quad (2)$$

Поскольку значения  $\eta_{i1}$  и  $\eta_{i2}$  зависят от начальных параметров пара для основного и дополнительного циклов (давления в основном и предвключенном парогенераторах), а сами давления определяются соотношением их мощностей (рис. 3), то зависимость внутреннего КПД цикла двух давлений от  $Q_{o2}/Q_o$  является неоднозначной. Поэтому был проведен расчетный анализ тепловой экономичности для разных значений  $\varepsilon = Q_{o2}/Q_o$  и соответственно различных значений давлений в ОПГ и ППГ. Другим фактором, который влияет на тепловую экономичность цикла двух давлений, является место ввода пара из выхлопа предвключенного цилиндра.

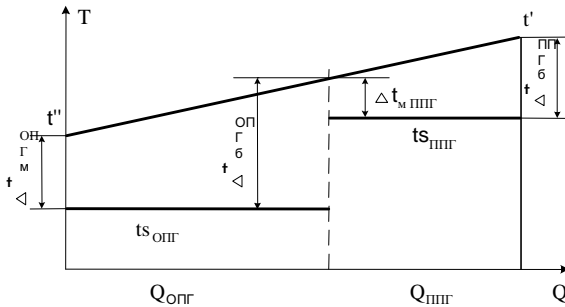


Рис. 3.  $T, Q$ -диаграмма парогенераторов для цикла двух давлений

Например, можно при соответствующем выборе давления на выхлопе предвключенного цилиндра (ПЦ) вводить отработавший в нем пар не в голову главной турбины, а в промежуточные отсеки ЦВД. В этом случае изменяются внутренние относительные КПД отсеков ЦВД и характер изменения  $\eta_i$  становится довольно сложным. В связи с этим, наряду с вариантом ввода пара из выхлопа ПЦ в голову главной турбины (вар. 1), рассматривались варианты ввода в промежуточные отсеки ЦВД (вар. 2 – после 1-го отсека, вар. 3 – после 2-го отсека, вар. 4 – после 3-го отсека).

Поскольку после ПЦ отработавший пар имеет большую влажность, чем в главной турбине, то, как показали расчеты, целесообразной является установка сепаратора на выхлопе предвключенного цилиндра. При этом электрический КПД увеличивается в зависимости от мощности ППГ в среднем на 0,1 – 0,2 %.

Результаты расчетов выявили, что наибольшее приращение тепловой экономичности имеет место для варианта с вводом пара из предвключенного цилиндра в ЦВД после второго отсека. Причем при увеличении мощности предвключенного парогенератора выигрыш по сравнению с вариантом 1 также увеличивается, достигая максимальной величины  $\sim 0,7\%$  при  $Q_{\text{пмп}}/Q_0 = 0,75$ . В табл. 1 приведены некоторые результаты расчетов для вариантов 1 и 2 для давления пара в основном парогенераторе  $p_{\text{ОПГ}} = 6,3$  МПа.

Таблица 1. Результаты расчета тепловой схемы для вариантов 1 и 2 (без сепаратора после предвключенного цилиндра),  $Q_p = 3000$  МВт,  $P_{\text{ом}} = 6,3$  МПа

Наименование величины	$Q_{\text{пмп}}/Q_0$							Базовый вариант
	0,119	0,304	0,42	0,5	0,578	0,67	0,76	
Тепловая мощность парогенераторов, МВт:								
предвключенного (ППГ)	354,9	904,9	1255	1489	1691,5	1992,8	2264,6	–
основного (ОПГ)	2623,8	2073,8	1723,7	1489	1287,3	985,9	714,5	2978,5
Давление пара в ППГ, МПа	10,06	9,4	8,94	8,63	8,37	7,99	7,67	–
Расход пара в голову турбины, кг/с	<u>1475,5</u>	<u>1468,5</u>	<u>1466,0</u>	<u>1465,3</u>	<u>1465,3</u>	<u>1466,4</u>	<u>1468,6</u>	1479,9
1285,8	985,2	793,8	665,8	554,9	390,0	241,4		
Расход пара в предвключенный цилиндр	<u>200,6</u>	<u>509,8</u>	<u>704,1</u>	<u>833,2</u>	<u>995,0</u>	<u>1108,4</u>	<u>1255,3</u>	–
200,4	508,4	701,8	830,4	941,7	1105,0	1252,4		
Внутренняя мощность предвключенного цилиндра, МВт	<u>13,1</u>	<u>29,5</u>	<u>36,0</u>	<u>38,5</u>	<u>39,4</u>	<u>38,55</u>	<u>35,35</u>	–
55,6	139,1	189,0	220,8	247,3	285,3	317,3		
Влажность за предвключенным цилиндром, %	<u>8,1</u>	<u>7,0</u>	<u>6,1</u>	<u>5,5</u>	<u>5,0</u>	<u>4,2</u>	<u>3,3</u>	–
17,8	17,2	16,5	16,1	15,8	15,1	14,7		
Влажность за ЦВД, %	<u>15,5</u>	<u>15,5</u>	<u>15,6</u>	<u>15,6</u>	<u>15,6</u>	<u>15,6</u>	<u>15,7</u>	15,5
14,2	12,2	10,9	10,0	9,2	8,0	6,9		
Электрическая мощность ПТУ, МВт	<u>1053,5</u>	<u>1064,1</u>	<u>1068,3</u>	<u>1069,9</u>	<u>1070,4</u>	<u>1069,8</u>	<u>1067,7</u>	1052
1054,0	1069,9	1077,4	1081,5	1084,2	1087,3	1088,6		
Электрический КПД	<u>35,12</u>	<u>35,64</u>	<u>35,88</u>	<u>36,0</u>	<u>36,11</u>	<u>36,2</u>	<u>36,23</u>	34,84
35,13	35,66	35,9	36,05	36,14	36,24	36,29		

Примечание. Числитель – вариант 1; знаменатель – вариант 3.

При всех значениях мощности предвключенного парогенератора тепловая экономичность по сравнению с базовым вариантом повышается. Выигрыш в электрическом КПД максимально достигает величины  $\sim 1,4\%$ .

Из таблицы видно, что влажность пара за предвключенным цилиндром достигает недопустимо больших значений при относительно малых значениях  $Q_{\text{пмп}}$ , что объясняется смещением процесса расширения в ПЦ

влево из-за увеличения давления пара в ППГ. Но при этом уменьшается влажность в ЦВД главной турбины (вследствие того, что в ЦВД вводится уже осушенный в сепараторе пар).

Поскольку вариант 2 (с вводом пара из предвключенного цилиндра в ЦВД после 1-го отсека) очень незначительно проигрывает 3-му по тепловой экономичности, но влажность за ПЦ существенно меньше, то для реализации можно рекомендовать именно его.

Несмотря на то, что с увеличением мощности предвключенного парогенератора давление генерируемого в нем пара снижается (во всех вариантах  $\Delta t_{\text{ППГ}}^{\text{min}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ), тепловая экономичность цикла растет, что следует из (1), так как снижение КПД дополнительного цикла оказывает значительно меньшее влияние на него, чем отношение  $Q_{\text{ППГ}}/Q_0$ .

Было проведено также технико-экономическое сопоставление рассматриваемых вариантов с базовой схемой. При этом учитывались дополнительные капитальные затраты на дополнительные (предвключенные) парогенераторы, трубопроводы ГЦК, предвключенный цилиндр, дополнительный сепаратор, увеличение затрат электроэнергии на прокачку теплоносителя первого контура. При определении изменения приведенных затрат в парогенераторную установку стоимость  $1 \text{ м}^2$  поверхности парогенераторов принималась  $C_{\text{ПГ}} = 20,2$  тыс. руб. Замыкающие затраты на электроэнергию принимались равными  $500 \text{ руб}/(\text{МВт}\cdot\text{ч})$ .

Рассматривались два варианта парогенераторной установки:

- 1) основной парогенератор – ПГВ-1000, предвключенный – вновь проектируемый;
- 2) вновь проектируемые основной и предвключенный парогенераторы.

В первом случае площадь поверхности нагрева основных парогенераторов остается постоянной для всех рассматриваемых вариантов, и в зависимости от их тепловой мощности рассчитывались новые значения давления генерируемого пара.

Площади поверхности нагрева парогенераторов приведены в табл. 2.

Таблица 2. Изменение площади поверхности нагрева парогенераторов по сравнению с базовым вариантом (на одну петлю),  $P_{\text{onc}} = 6,3 \text{ МПа}$ ,  $\text{м}^2$

		$Q_{\text{mc}}/Q_0$				
0,119	0,304	0,42	0,5	0,578	0,67	0,76
2109 <sup>*)</sup>	3950	4516	4756	4886	4942	4845
2742 <sup>**)</sup>	5294	6340	6936	7406	8037	8551

<sup>\*)</sup> – вновь проектируемые ОПГ и ППГ;

<sup>\*\*)</sup> – основной парогенератор – ПГВ-1000.

В случае использования в качестве ОПГ серийного парогенератора ПГВ-1000, несмотря на более высокую тепловую экономичность, вследствие значительного увеличения стоимости парогенераторной установки вариант 1 (ввод пара из ПЦ в голову основной турбины) при всех значениях замыкающих затрат на электроэнергию оказывается менее эффективным, чем базовый блок. Для вариантов 2 ÷ 4 лишь при величине  $z_3 = 800$  руб/(МВт·ч) применение цикла двух давлений оказывается с технико-экономической точки зрения эффективным практически для всего диапазона изменения  $Q_{ПГГ}$ .

В то же время во втором случае использование цикла двух давлений оказывается экономически эффективным для всех вариантов (за исключением 1-го варианта уже при величине  $z_3 = 500$  руб/(МВт·ч)).

В табл. 3 приведены результаты технико-экономического сопоставления для вновь проектируемой парогенераторной установки при  $p_{ОПГ} = 6,3$  МПа.

Таблица 3. Изменение приведенных затрат по вариантам в расчете на один блок,  $P_{огг} = 6,3$  МПа, млн руб/г

Номер варианта	$Q_{огг}/Q_0$						
	0,119	0,304	0,42	0,5	0,578	0,67	0,76
1	<u>17,94</u> <sup>*)</sup>	<u>25,6</u>	<u>24,9</u>	<u>25,2</u>	<u>26,5</u>	<u>29,9</u>	<u>34,9</u>
	-0,360 <sup>**)*)</sup>	-13,3	-22,5	-25,3	-25,1	-20,4	-10,9
2	<u>21,1</u>	<u>15,7</u>	<u>5,9</u>	<u>-0,321</u>	<u>-5,2</u>	<u>-11,2</u>	<u>-5,2</u>
	2,7	-33,2	-57,9	-72,1	-82,5	-94,0	-100,2
3	<u>21,6</u>	<u>16,3</u>	<u>6,8</u>	<u>0,87</u>	<u>-3,2</u>	<u>-9,5</u>	<u>-13,4</u>
	2,6	-33,6	-58,5	-72,5	-82,1	-94,7	-101,3
4	<u>23,6</u>	<u>24,5</u>	<u>19,9</u>	<u>15,6</u>	<u>13,3</u>	<u>10,9</u>	<u>9,9</u>
	5,3	-21,6	-41,0	-51,1	-58,1	-64,9	-67,2

<sup>\*)</sup> –  $z_3 = 500$  руб/(МВт·ч);

<sup>\*\*)\*)</sup> –  $z_3 = 800$  руб/(МВт·ч).

Из таблицы видно, что с ростом мощности предвключенного парогенератора экономический эффект от применения цикла двух давлений увеличивается. Однако при величине замыкающих затрат на электроэнергию 500 руб/(МВт·ч) (50 коп/(кВт·ч)) использование цикла двух давлений становится экономически эффективным только при большом значении тепловой мощности предвключенного парогенератора.

Таким образом, как показало проведенное исследование, применение цикла двух давлений на АЭС с ВВЭР при определенных условиях может оказаться эффективным.

Можно сделать также вывод о том, что оборудование должно быть специально спроектировано под схему цикла двух давлений.

### Выводы

1. Тепловая экономичность цикла двух давлений на основе энергоблока с ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-5,9/50 на 1 – 2 % выше, чем у базового блока.
2. С ростом тепловой мощности предвключенного парогенератора тепловая экономичность повышается, причем наибольший эффект достигается при вводе пара из предвключенного цилиндра в ЦВД главной турбины после 2-го отсека.
3. Целесообразной является установка сепаратора на выхлопе предвключенного цилиндра.
4. Применение цикла двух давлений является экономически оправданным при стоимости замещаемой электроэнергии 80 к/(кВт·ч) и выше.
5. Целесообразной является разработка новой парогенераторной установки для АЭС, работающей по циклу двух давлений.

### Библиографический список

1. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. – М.: Высш. шк., 1984.
2. Ильченко А.Г. Эффективность применения дополнительного перегрева пара на АЭС с реакторами ВВЭР при использовании предвключенных парогенераторов // Вестник ИГЭУ. – Вып. 3. – 2003. – С. 3–7.
3. Калафати Д.Д. Термодинамические циклы атомных электростанций. – М.;Л.: Госэнергиздат, 1963.
4. Канаев А.А., Ратников Е.Ф., Копп И.З. Термодинамические циклы, схемы и энергооборудование атомных электростанций / Под ред. А.М. Петросьянца. – М.: Атомиздат, 1976.
5. Тишин С.Г., Сенькин В.М., Печенкин С.П. О возможности отказа от подогревателей высокого давления на блоках АЭС с реакторами типа ВВЭР // Сб. науч. тр. – № 174 / Моск. энерг. ин-т. – М., 1988. – С. 42–46.

УДК 621.311.22.019.3.001.18

### Исследование напряжений и перемещений трубопровода по конечно-элементной модели и результатам вибромониторинга

*А.Б. Колобов, Ф.Б. Огурцов, В.И. Шапин, кандидаты техн. наук,  
С.Я. Красновский, Н.А. Сабанеев, инженеры*

**Введение и локальная постановка задачи.** В [1] рассмотрены вопросы применения средств конечно-элементного моделирования для ре-

шения прикладных задач расчета собственных частот и форм колебаний трубопроводов в рамках общей постановки задачи, включающей, как известно [1], наряду с частотным анализом форм колебаний аппаратную реализацию автоматизированного вибромониторинга с оценкой влияния вибрации на ресурс численных решений задач идентификации. В качестве натурального объекта рассматривается трубопровод основного конденсата блока Кольской АЭС с ВВЭР-440.

**Автоматизированная система вибромониторинга трубопровода.** В рамках локальной постановки задачи решена проблема создания виброизмерительных средств в инфранизкочастотной области, поскольку расчетные значения частот собственных колебаний, принятых в [1], объекта исследования – трубопровода основного конденсата – сориентированы на диапазон от 0,5 до 20 Гц в порядке возрастания собственных форм.

Как показал предварительный анализ, для корректного исследования возможных первых форм колебаний необходимо получить информацию о траектории движения трех-шести точек по всем возможным степеням свободы. Соответственно автоматизированная система должна позволять синхронное измерение виброперемещений при использовании многокоординатных датчиков абсолютной вибрации. В соответствии с поставленными требованиями был разработан и изготовлен комплекс «Циклон» (ИГЭУ) для мониторинга трубопровода, функциональная схема которого представлена на рис. 1.

Технически комплекс реализован в двух уровнях и включает в себя автономный блок первичного сбора информации на базе микроконтроллера и управляющей персональной ЭВМ типа Notebook, выполняющей функции обработки и хранения результатов измерения. Связь между автономным блоком и ЭВМ осуществляется с помощью последовательного интерфейса RS-232 по трехпроводному кабелю длиной до 15 м.

Комплекс работает следующим образом. Датчики Д, реализованные на базе инфранизкочастотных тензорезисторных акселерометров, устанавливаются с помощью магнитных насадок в исследуемых точках трубопровода. Сигналы с датчиков поступают на блоки предварительной обработки сигнала, включающие в себя предварительный усилитель Ус и два аналоговых интегратора. Сигнал на выходе интеграторов пропорционален виброперемещению в исследуемой точке. Коррекция фазовых погрешностей интеграторов в инфранизкочастотной области осуществляется программно. Всего в системе предусмотрена возможность использования до 32 каналов измерения по одной координате, что позволяет оперативно менять схемы измерений и варьировать числом измеряемых координат в одной точке за счет установки датчиков на различные приспособления.

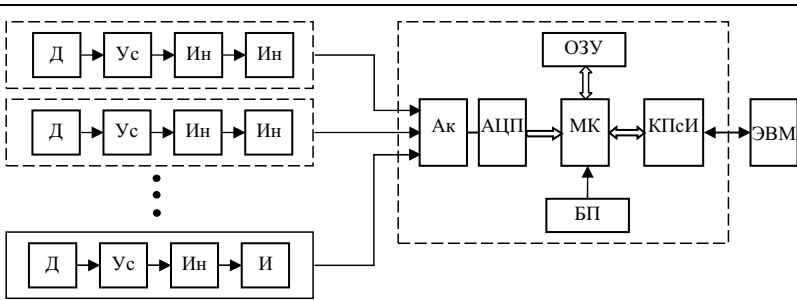


Рис. 1. Функциональная схема автоматизированного измерительного комплекса

Сигналы с блоков предварительной обработки поступают на вход 32-канального аналогового коммутатора АК и далее на аналогово-цифровой преобразователь АЦП. Направляющий микроконтроллер МК осуществляет пересылку дискретизированного сигнала в оперативную память ОЗУ, а также обмен данными через контроллер последовательного интерфейса КПсИ с ЭВМ верхнего уровня. Блок питания БП включает в себя аккумуляторную батарею, автономный инвертор, выпрямители и стабилизаторы.

Программное обеспечение ЭВМ и микроконтроллера позволяет устанавливать конфигурацию измерительной системы (количество и порядок опроса датчиков вибрации), частоту дискретизации сигналов и количество точек дискретизации (размер выборки). Объем оперативной памяти позволяет сохранять 4096 дискретных отсчетов при 32 измерительных каналах, что соответствует времени наблюдения колебательных процессов порядка 10 с при частоте дискретизации 400 Гц и разрешающей способности при спектральном анализе сигнала в 0,1 Гц.

**Определение напряженно-деформированного состояния трубопровода по конечно-элементной модели и результатам вибромониторинга.** При решении задачи использовалась общая известная методика численного моделирования [2, 3], схема стержневого конечного элемента, линейные размеры и сечения труб в соответствии с изложенными в [1].

Параметры материала труб (сталь марки 20, МРТУ 14-4-21-67) следующие:

- модуль упругости  $2,0 \cdot 10^{11}$  Па;
- коэффициент Пуассона 0,3;
- плотность  $7800 \text{ кг/м}^3$ .

Модель учитывает наличие криволинейных элементов, задвижек и переходов между трубами различных диаметров согласно стандарту МВН и характеристикам соответствующих конструктивных элементов.



Модель учитывает также наличие воды в трубе, плотность которой  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Модель включает в себя следующие виды опор:

- пружинные опоры;
- жесткие опоры, фиксирующие все степени свободы в соответствующем узле и моделирующие границы регистрации трубопровода;
- жесткие опоры, фиксирующие четыре степени свободы в соответствующем узле (поперечные перемещения и углы поворота в плоскостях, проходящих через продольную ось трубы), и моделирующие скользящие опоры;
- жесткие подвески, запрещающие перемещения в вертикальном направлении и вращение труб вокруг собственных осей.

Вид конечно-элементной модели трубопровода, включающего перечисленные выше опоры, показан на рис. 2. Трубопровод разделен на две основные части: от конденсатных электронасосов (КЭН) до эжекторов – первая часть, от эжекторов до ПНД-1 (подогреватель низкого давления) – вторая часть.

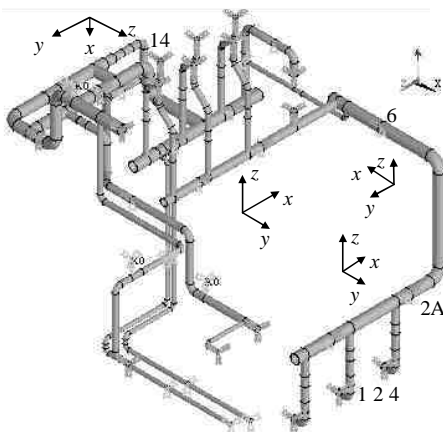


Рис. 2. Расчетная схема с граничными условиями и выборочными точками вибромониторинга

В качестве источников вибрации трубопровода принимались колебания конденсатных электронасосов с частотой и амплитудой, полученной в результате виброобследования. В расчете напряженно-деформированного состояния учитывалась только первая основная гармоника, поскольку амплитуды перемещений на вышших гармониках меньше более чем на порядок.

Вибрационное обследование трубопровода основного конденсата проводилось с использованием комплекта разработанной измерительной

аппаратуры и заключалось в измерении параметров вибрации в двух или трех ортогональных направлениях в пролетах и на опорах.

На рис. 3 – 6 приведены примеры опытных осциллограмм и спектров амплитудно-частотного распределения на впуске КЭН (точка 1 – измерение на соединительном фланце, рис. 2).

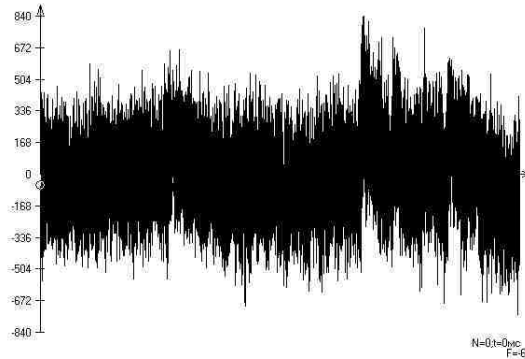


Рис. 3. Виброскорость на впуске конденсатного насоса (контрольная точка 1, направление – ось z)

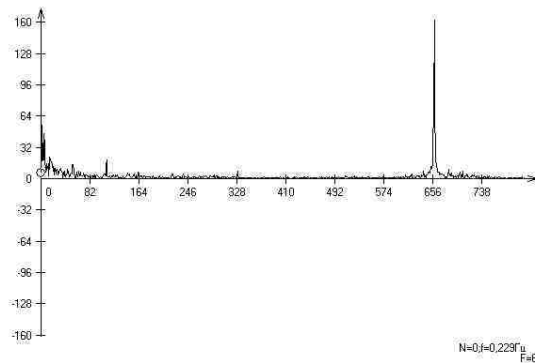


Рис. 4. Амплитудный спектр виброскорости на впуске конденсатного насоса (контрольная точка 1, направление – ось z)

Приведенные осциллограммы и спектрограммы показаны в масштабе частоты 4000 единиц  $\equiv$  915 Гц и в масштабе виброскорости 130 единиц  $\equiv$  6 мм/с. Для всех полученных осциллограмм характерно наличие в районе 655 единиц 150-герцовой вибрации, отвечающей лопа-

точной частоте, равно как и оборотной, в области 82 – 123 единиц с последующими спектральными переходами в зависимости от изменения положения трубопровода и локальных систем отсчета по отношению к глобальной системе  $x, y, z$  (см. рис. 2).

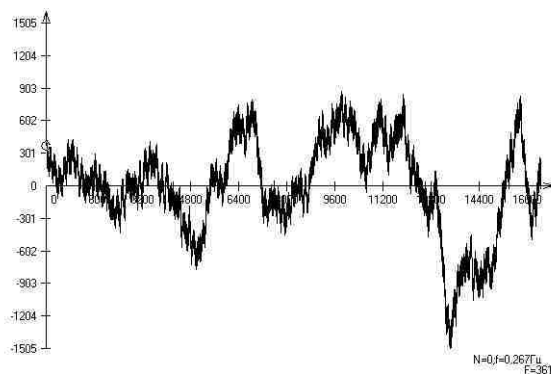


Рис. 5. Виброскорость на впуске конденсатного насоса  
(контрольная точка 1, направление – ось  $y$ )

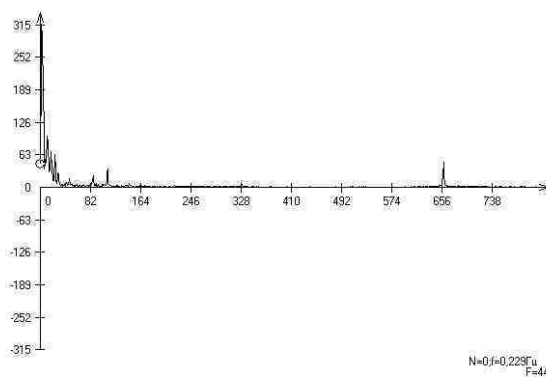


Рис. 6. Амплитудный спектр виброскорости на впуске конденсатного насоса  
(контрольная точка 1, направление – ось  $y$ )

В результате расчета определены напряжения и перемещения в конечно-элементной модели. Распределение эквивалентных, по Мизесу, динамических напряжений [4, 5] представлено на рис. 7. Мак-

симальное напряжение определено в 32 МПа. Распределение перемещений приведено на рис. 8.

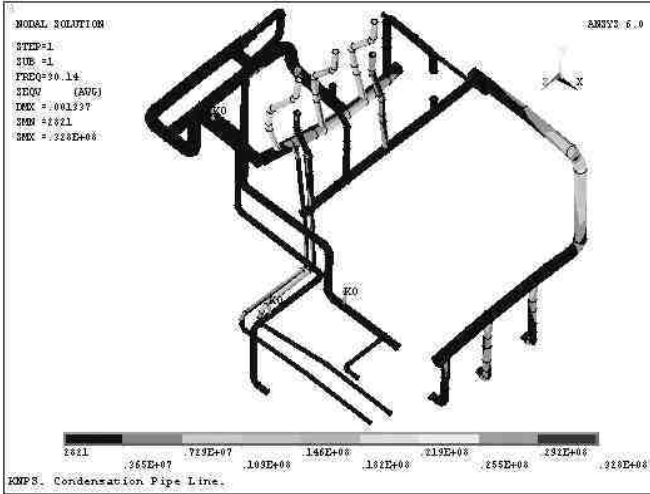


Рис. 7. Вынужденные колебания. Эквивалентные напряжения

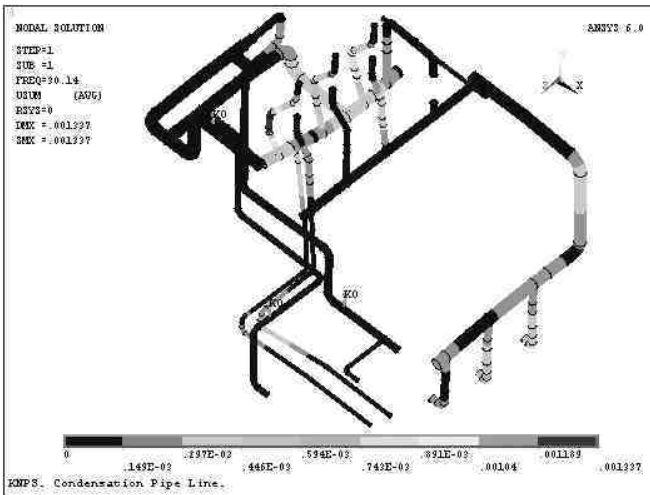


Рис. 8. Вынужденные колебания. Суммарные перемещения

Аналогично определены напряжения при статическом нагружении трубопровода под действием собственного веса конструкции и теплоносителя (рис. 9).

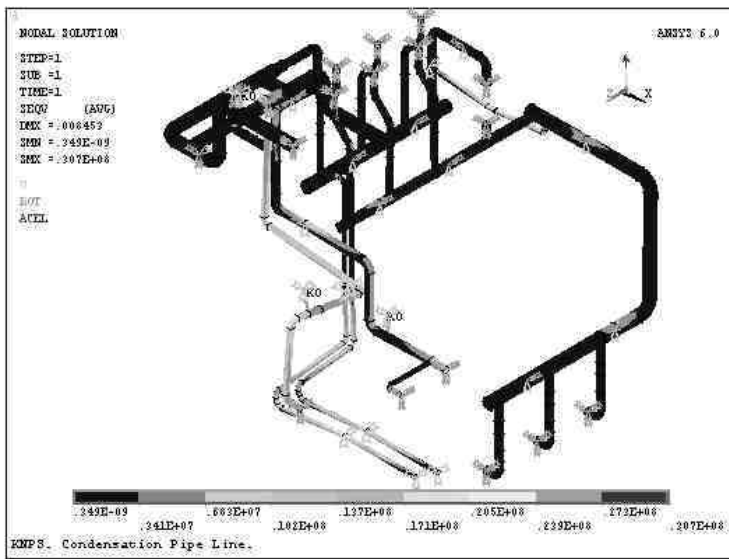


Рис. 9. Статика. Эквивалентные напряжения

**Рекомендации по организации периодического вибромониторинга.** Технология вибромониторинга трубопроводов основного конденсата ТГ-1 предусматривает:

- плановое периодическое (интервал 1 – 1,5 месяца) измерение абсолютных и разностных среднеквадратичных значений (СКЗ) виброперемещений и виброскорости персоналом турбинного отделения при соблюдении постоянства режимных параметров работы. При этом подготовка контрольных точек, их маркировка и правила измерения вибропараметров должны приводиться в соответствие с инструкцией по эксплуатации разработанного инфранизкочастотного виброметра VD-200MT;

- ведение журнала учета результатов измерений в представленных контрольных точках в рекомендуемых направлениях измерений и построение трендов изменения измеренных параметров от времени контроля.

Критерием предельной вибрации трубопровода считается:

- резкое изменение измеряемых параметров (одновременно СКЗ виброперемещения и виброскорости) по сравнению с предыдущим измерением более чем в 2 раза при постоянстве режимных рабочих параметров и отличие температуры окружающего воздуха не более чем на  $\pm 5$  °С;

- превышение измеренных значений СКЗ вибропараметров предельных значений в большинстве контрольных точек участков трубопровода одновременно по всем направлениям контроля.

В указанных случаях необходимо принимать меры по снижению вибрации путем определения причины повышения виброактивности системы.

### Заключение

С использованием конечно-элементной модели и результатов натурного вибромониторинга трубопровода основного конденсата блока ВВЭР-440 с применением разработанной автоматической многоканальной виброизмерительной аппаратуры «Циклон» (ИГЭУ), включающей виброприемники инфранизкочастотного спектра, получены распределения напряжений и перемещений от собственного веса и вибровоздействия. Предложены рекомендации по организации периодического вибромониторинга с указанием предельных СКЗ вибропараметров в контрольных точках замера.

Решение метрологических проблем измерения перемещений паропроводов и трубопроводов, на порядок превышающих существующие реперные измерения в переходных нестационарных процессах с решением задачи идентификации и выходом на напряженно-деформированное состояние, является естественным продолжением работы.

### Библиографический список

1. **Исследование** живучести трубопроводов в условиях стационарных вибровозмущений /А.Б. Колобов, Л.Б. Маслов, Ф.Б. Огурцов и др. // Вестник ИГЭУ. – 2005. – Вып. 3. – С. 57–61.
2. **Зенкевич О.К.** Метод конечных элементов в технике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
3. **ANSYS Basic Analysis Procedures Guide**, 1998.
4. **Дарков А.В., Шпиро Г.С.** Сопrotивление материалов. – М.: Высш. шк., 1975. – 476 с.
5. **Безухов Н.И.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высш. шк., 1968. – 512 с.

УДК 624.07:534.1

## Колебания трубопровода под действием бегущих волн теплоносителя

*А.И. Муницын, канд. техн. наук*

Исследуются свободные и параметрические изгибные колебания трубы с неподвижными шарнирными опорами. Возбуждение колебаний осуществляется бегущими волнами давления в теплоносителе. Учитывается геометрическая нелинейность, обусловленная изменением длины средней линии стержня при его пространственном движении. Рассматриваются колебания трубы с различными собственными частотами в двух взаимно перпендикулярных направлениях, вследствие несовпадения изгибных жесткостей либо жесткости опор в разных направлениях. Для свободных колебаний показано, что наряду с двумя плоскими формами движения при превышении определенного порогового значения существует форма, соответствующая движению сечений стержня по окружности. Построены и качественно исследованы амплитудно-частотные характеристики системы в окрестности главного параметрического резонанса.

В исследованиях колебаний струны с закрепленными опорами [1] обнаружена взаимосвязь колебаний в различных направлениях, что приводит к существованию как плоских форм движения струны, так и пространственных, при которых точки струны совершают движение по кругу.

При численном исследовании пространственных колебаний нерастяжимой [2] и упругой [3] нитей с натяжным устройством также обнаружено существование плоских и пространственных форм движения, с той разницей, что система имеет мягкую, а не жесткую упругую характеристику.

**Постановка задачи.** Пусть центральная ось в недеформированном состоянии совпадает с осью  $x$  прямоугольной системы координат, главные оси инерции поперечного сечения параллельны осям  $y$  и  $z$ . Концам трубы соответствуют координаты  $x = 0$  и  $x = L$ . Обозначим через  $u$ ,  $v$ ,  $w$  перемещения точек средней линии стержня. Исходя из технической теории изгиба балок продольная деформация волокна, проходящего через точки с координатами  $y$  и  $z$ ,

$$\varepsilon_x = u' + \frac{1}{2} \left[ (v')^2 + (w')^2 \right] - yv'' - zw'' . \quad (1)$$

Здесь и далее штрихом обозначена производная по  $x$ . Два последних слагаемых в правой части равенства (1) – деформация волокна от изгиба стержня, два первых слагаемых – деформация средней линии стержня, слагаемым  $(u')^2/2$  пренебрегаем. Принятая зависимость позволяет учесть удлинение средней линии, вызываемое перемещениями вдоль осей  $y$  и  $z$ . Выражения для потенциальной и кинетической энергии стержня имеют вид

$$U = \frac{EF}{2} \int_0^L \left[ u' + \frac{1}{2}(v'^2 + w'^2) \right]^2 dx + \frac{EJ_z}{2} \int_0^L v''^2 dx + \frac{EJ_y}{2} \int_0^L w''^2 dx; \quad (2)$$

$$T = \frac{\rho F}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx,$$

где  $E$  – модуль упругости,  $\rho F$  – погонная масса трубы с учетом теплоносителя,  $J_y, J_z$  – осевые моменты инерции сечения, точкой обозначена производная по времени.

Воспользуемся принципом Гамильтона–Остроградского и получим систему трех уравнений в частных производных:

$$\begin{aligned} \rho F \ddot{u} - EF \varepsilon'_0 &= 0; \\ \rho F \ddot{v} + EJ_z v^{IV} - EF (\varepsilon_0 v')' &= q_y; \\ \rho F \ddot{w} + EJ_y w^{IV} - EF (\varepsilon_0 w')' &= q_z, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\varepsilon_0 = u' + \frac{1}{2}(v'^2 + w'^2)$  – продольная деформация средней линии стержня.

Избыточное давление в теплоносителе состоит из постоянной части и бегущей волны давления. При изгибе трубы возникает распределенная нагрузка, зависящая от кривизны упругой линии:

$$\begin{aligned} q_y(x, t) &= -\pi r \frac{\partial}{\partial x} [p(x, t) \cdot v']; \\ q_z(x, t) &= -\pi r \frac{\partial}{\partial x} [p(x, t) \cdot w'], \end{aligned} \quad (4)$$

где  $p(x, t) = p_0 + p \sin(\omega t + 2\pi x/L_v)$ ;  $r$  – внутренний радиус трубы ( $L_v$  – длина волны давления).



Система (3) должна быть дополнена граничными условиями, в частности, для стержня с неподвижными шарнирными опорами на концах имеем граничные условия

$$u = v = w = v'' = w'' = 0 \text{ при } x = 0, L. \quad (5)$$

**Параметрические колебания.** Для стержня, совершающего преимущественно изгибные колебания, в первом из уравнений (3) можно пренебречь величиной  $\ddot{u}$ , откуда следует независимость  $\varepsilon_0$  от координаты  $x$ . Предполагая отсутствие относительного продольного смещения опор согласно уравнениям (5), получаем

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{2} \int_0^1 (v'^2 + w'^2) dx. \quad (6)$$

Подставляя это выражение в остальные два уравнения (3), имеем два интегродифференциальных уравнения в безразмерных переменных:

$$\begin{aligned} \pi^4 \ddot{v} + v^{IV} + [\beta_0 + \beta_1 \sin(\alpha t + lx)] v'' + \beta_2 \cos(\alpha t + lx) v' - \\ - 2\gamma \left[ \int_0^1 (v'^2 + w'^2) dx \right] v'' = 0; \\ \pi^4 \ddot{w} + w^{IV} + [\beta_0 + \beta_1 \sin(\alpha t + lx)] w'' + \beta_2 \cos(\alpha t + lx) w' - \\ - 2\gamma \left[ \int_0^1 (v'^2 + w'^2) dx \right] w'' = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь все перемещения и координата  $x$  отнесены к длине стержня  $L$ , точками обозначено дифференцирование по безразмерному времени, которое получается из исходного умножением на частоту малых свободных колебаний в плоскости  $xu$ ,

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \right)^{1/2},$$

и введены следующие параметры:

$$\beta_0 = \frac{L^2 \pi r}{EJ_y} p_0; \beta_1 = \frac{L^2 \pi r}{EJ_y} p; \beta_2 = 2\pi L_v \beta_1;$$

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_1}; l = \frac{L}{L_v}; \gamma = \frac{FL^2}{4J_z}; c = \frac{J_y}{J_z}.$$

Ограничимся случаем одномодового приближения и представим решение в виде

$$v(x, t) = \varphi_1(t) \cdot \sin(\pi x); \quad w(x, t) = \varphi_2(t) \cdot \sin(\pi x).$$

Подстановка в (7) и применение процедуры Бубнова–Галеркина приводит к системе с двумя степенями свободы:

$$\ddot{\varphi}_1 + \left[ \frac{4}{\alpha^2} (1 - \beta_0^2)^{1/2} + 2h\varepsilon \cos 2t \right] \varphi_1 + \varepsilon\gamma (\varphi_1^2 + \varphi_2^2) \varphi_1 = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_2 + \left[ \frac{4}{\alpha^2} (1 - \beta_0^2)^{1/2} (1 + \varepsilon\delta) + 2h\varepsilon \cos 2t \right] \varphi_2 + \varepsilon\gamma (\varphi_1^2 + \varphi_2^2) \varphi_2 = 0, \quad (8)$$

где  $c = 1 + \varepsilon\delta$  и введен малый параметр  $\varepsilon$ , так что нелинейность системы, амплитуда параметрического возбуждения и разность собственных частот малы, что позволяет применить эффективные методы нелинейной механики [5, 6]. Параметр  $h\varepsilon$  зависит от величины переменной части давления и длины волны.

Собственная частота полученной системы зависит от величины постоянной составляющей давления, и при  $\beta = 1$  происходит потеря устойчивости трубопровода. Далее предполагаем давление теплоносителя много меньшим критического и без ограничения общности положим

$$\frac{4}{\alpha^2} (1 - \beta_0^2)^{1/2} = 1.$$

Произведя в системе (8) замену переменных

$$\varphi_1 = a \cdot \cos((1 + \varepsilon\lambda)t + \alpha), \quad \varphi_2 = b \cdot \cos((1 + \varepsilon\lambda)t + \beta),$$

$$\dot{\varphi}_1 = -a(1 + \varepsilon\lambda) \cdot \sin((1 + \varepsilon\lambda)t + \alpha), \quad \dot{\varphi}_2 = -b(1 + \varepsilon\lambda) \cdot \sin((1 + \varepsilon\lambda)t + \beta) \quad (9)$$

и применяя метод усреднения, получим достаточно простую систему уравнений в медленных переменных:

$$\begin{aligned}
 \dot{a} &= \frac{1}{8} \varepsilon \gamma a b^2 \sin 2(\alpha - \beta) + \frac{1}{2} h \varepsilon a \sin 2(\varepsilon \lambda t + \alpha), \\
 \dot{b} &= \frac{1}{8} \varepsilon \gamma a^2 b \sin 2(\alpha - \beta) + \frac{1}{2} h \varepsilon b \sin 2(\varepsilon \lambda t + \beta), \\
 \dot{\alpha} &= -\varepsilon \lambda + \frac{3}{8} \varepsilon \gamma a^2 + \frac{1}{8} \varepsilon \gamma b^2 (2 + \cos 2(\alpha - \beta)) + \frac{1}{2} h \varepsilon \cos 2(\varepsilon \lambda t + \alpha), \\
 \dot{\beta} &= \frac{1}{2} \varepsilon (\delta - 2\lambda) + \frac{3}{8} \varepsilon \gamma b^2 + \frac{1}{8} \varepsilon \gamma a^2 (2 + \cos 2(\alpha - \beta)) + \frac{1}{2} h \varepsilon \cos 2(\varepsilon \lambda t + \beta),
 \end{aligned} \tag{10}$$

где  $a$ ,  $b$  и  $\alpha$ ,  $\beta$  – амплитуды и фазы парциальных колебаний,  $\lambda$  – частотная расстройка, колебания рассматриваются в малой окрестности единичной частоты. Для случая установившихся колебаний производные по времени в левой части равны нулю и система (10) имеет три решения:

1)  $b = 0$  – колебания в плоскости  $xu$ . Из первого уравнения получаем  $\sin 2(\varepsilon \lambda t + \alpha) = 0$ , что позволяет получить амплитудно-частотную зависимость из третьего уравнения (10):

$$\lambda = \frac{3}{8} \gamma a^2 \pm \frac{h}{2} \quad \text{или} \quad a(\lambda) = \left( \frac{8}{3\gamma} \left( \lambda \mp \frac{h}{2} \right) \right)^{1/2}; \tag{11}$$

2)  $a = 0$  – колебания в плоскости  $xz$ , аналогично из второго уравнения  $\sin 2(\varepsilon \lambda t + \beta) = 0$  и из четвертого

$$\lambda = \frac{\delta}{2} + \frac{3}{8} \gamma b^2 \pm \frac{h}{2} \quad \text{или} \quad b(\lambda) = \left( \frac{8}{3\gamma} \left( \lambda - \frac{\delta}{2} \mp \frac{h}{2} \right) \right)^{1/2}; \tag{12}$$

3)  $\alpha - \beta = \pm \pi/2$ , в этом случае из первых двух уравнений (10) следует, что

$$\sin 2(\varepsilon \lambda t + \alpha) = \sin 2(\varepsilon \lambda t + \beta) = 0,$$

два последних уравнения принимают вид

$$\begin{aligned}
 -\lambda + \frac{3}{8} \gamma a^2 + \frac{1}{8} \gamma b^2 \pm \frac{h}{2} &= 0; \\
 \frac{\delta}{2} - \lambda + \frac{3}{8} \gamma b^2 + \frac{1}{8} \gamma a^2 \pm \frac{h}{2} &= 0,
 \end{aligned}$$

решением полученной системы уравнений является амплитудно-частотная зависимость пространственных колебаний стержня, соответствующая движению точек средней линии по эллипсу в плоскости  $uz$ :

$$\lambda = \frac{3\delta}{4} + \frac{1}{2}\gamma \quad b^2 \pm \frac{h}{2}, \quad \lambda = -\frac{\delta}{4} + \frac{1}{2}\gamma \quad a^2 \pm \frac{h}{2}$$

или

$$a(\lambda) = \left( \frac{2(\lambda + \delta/4 \mp h/2)}{\gamma} \right)^{1/2}, \quad b(\lambda) = \left( \frac{2(\lambda - 3\delta/4 \mp h/2)}{\gamma} \right)^{1/2}. \quad (13)$$

**Анализ результатов.** Полученные решения (11) – (13) позволяют исследовать свободные колебания трубы, положив  $h = 0$ . Соотношения (11) – (12) описывают известную зависимость амплитуды от частоты свободных колебаний стержня в плоскости [4, 6], которые представлены на рис. 1 кривыми 1, 2 для  $\gamma = \delta = 1$ .

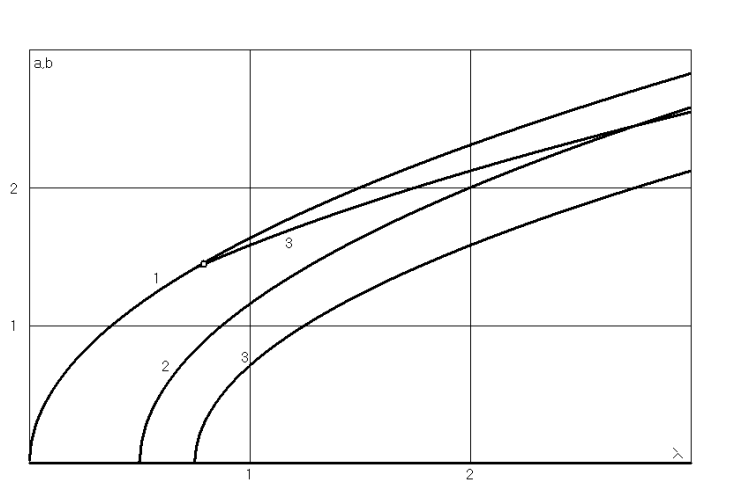


Рис. 1

В решении (13) действительным значениям  $b$  соответствует область частот, больших  $\lambda = 3\delta/4$ , и для возникновения пространственных колебаний необходимо, чтобы амплитуда  $a$  превышала критическое значение  $a_* = (2\delta/\gamma)^{1/2}$ . На рис. 1 зависимостям (13) соответствуют кривые 3

( $a(\lambda)$  и  $b(\lambda)$ ). При  $a < a_*$  в рассматриваемой системе возможны только плоские колебания, при  $a > a_*$  наряду с плоскими существует пространственная форма движения стержня. Таким образом, в зависимости от начальных условий свободные колебания стержня – это либо независимые между собой колебания во взаимно ортогональных плоскостях с двумя разными частотами, либо добавленная к ним еще и пространственная форма движения с третьей частотой колебаний. В общем случае в результирующем движении присутствуют три гармоники с близкими частотами. В случае  $\delta = 0$  качественная картина колебаний соответствует решению, полученному для колебаний струны [1, 4], которое может быть представлено как сумма плоского и пространственного движений.

Решения (11) – (13) для значения параметра  $h = 0,2$  представлены на рис. 2. Каждая пара решений повторяет очертания соответствующих амплитудно-частотных зависимостей, образуя вдоль них области шириной  $h$  по оси  $\lambda$ . Из анализа решений следует, что при  $-h/2 < \lambda < (\delta - h)/2$  существует одно решение, соответствующее параметрическим колебаниям трубопровода в плоскости меньшей изгибной жесткости. При  $(\delta - h)/2 < \lambda < 3\delta/4 - h/2$  возможны колебания в той и другой плоскостях, и при  $3\delta/4 - h/2 < \lambda$  существует параметрический резонанс с пространственной формой движения трубопровода. Для более детального анализа требуется исследование устойчивости полученных решений.

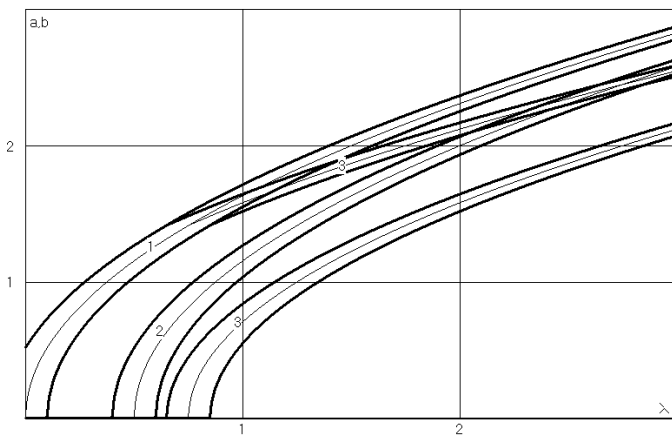


Рис. 2

**Библиографический список**

1. Акуленко Л.Д., Нестеров С.В. Нелинейные колебания струны // Изв. АН МТТ. – 1993. – №4. – С. 87–92.
2. Муницын А.И. Нелинейные колебания нити с натяжным устройством // Изв. АН МТТ. – 2001. – №2. – С. 24–30.
3. Муницын А.И. Пространственные нелинейные колебания упругой нити с натяжным устройством // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2001. – №2. – С. 21–28.
4. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М.: Изд-во иностр. лит., 1961. – 777 с.
5. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1974. – 503 с.
6. Найфэ А.В. Введение в методы возмущений. – М.: Мир, 1984. – 535 с.

УДК 621.187

**Применение водородомеров в системе химконтроля  
за водно-химическим режимом котлов**

*В.Н. Виноградов, канд. техн. наук, И.А. Шатова, инж.*

Общие технические требования к системе химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций, РД 153-34.1-37.532.4-2001 [1] предусматривают химический контроль за водно-химическим режимом пароводяного тракта ТЭС путем автоматизированного измерения ряда параметров качества воды, пара и конденсата. Непрерывность этого контроля или достаточно высокая частота дискретных анализов принципиально важны, так как позволяют обнаружить любые, в том числе, кратковременные нарушения водно-химического режима (ВХР). Опыт показывает, что нарушения ВХР весьма вероятны при переключениях в схеме, при изменениях нагрузки, при проявлении внешних факторов.

В перечень параметров ВХР, подлежащих автоматизированному количественному химическому анализу (КХА), включены лишь нормируемые правилами технической эксплуатации электростанций и сетей (ПТЭС) [2] параметры, автоматизированное определение которых возможно. В качестве рекомендуемого к автоматизированному КХА параметра РД [1] предполагает содержание водорода в паре котлов. Несмотря на отсутствие норм содержания водорода в воде и в паре целесообразно в числе первых приборов автоматизированного химконтроля, устанавливаемых на ТЭС,

использовать водородомеры. Это существенно повысит диагностические возможности системы химконтроля.

Измерения содержания водорода в воде и в паре практиковались во второй половине прошлого века [3, 4]. Использовались автоматические водородомеры зарубежного и отечественного производства (химконтроль за ВХР энергоблоков СКД) и отечественные хроматографы [3]. Хроматографический химконтроль проводился в научно-исследовательских или в наладочных целях, был дискретным и трудоемким. Необходим был отбор пробы, подготовка ее к анализу в течение 20 – 30 мин. Например, требовались десорбция газов воздухом, ввод газовой смеси в хроматограф, получение и расшифровка хроматограммы, пересчет результатов хроматографического анализа в концентрации определяемых газов в исходной пробе. Повышенная трудоемкость анализа компенсировалась высокой чувствительностью хроматографического определения водорода. 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 ( $BЧ$ ), которое вначале определялось по формуле ( $\text{мг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ )

$$BЧ = \frac{\Delta H_2 D}{S},$$

затем по формуле ( $\text{мг}/\text{ч}$ )

$$BЧ = \Delta H_2 D,$$

где  $\Delta H_2$  – прирост концентрации водорода в среде при ее прохождении через участок пароводяного тракта, подверженный пароводяной коррозии,  $\text{мкг}/\text{кг}$ ;  $D$  – расход среды (воды, пара) через этот участок,  $\text{т}/\text{ч}$ ;  $S$  – площадь корродирующего участка,  $\text{м}^2$ .

Пароводяная коррозия сосредоточена на участках труб поверхностей нагрева котла (ТПНК) с высокой температурой поверхности (не менее  $450^\circ\text{C}$  для стали 20 и  $550^\circ\text{C}$  для сталей 12Х1МФ и 15ХМ) [4]. Причиной перехода ко второй формуле явилась неопределенность в оценке площади  $S$  этих участков для топочных экранов в первую очередь.

Хроматографический анализ позволил наряду с определением концентрации водорода измерять содержание в среде других газов ( $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  и т.п.), являющихся продуктами термолитиза органики.

Результаты, полученные с применением хроматографии при исследованиях ВХР, переоценить невозможно. Этот метод имел высокую значимость для научно-исследовательских работ и плановых теплотехнических испытаний. В то же время при оперативном химконтроле и в экстренных испытаниях, проводимых для быстрого установления причин нарушений ВХР, этот метод малопригоден. В настоящее время отечественными предприятиями освоен выпуск лабораторных переносных и щитовых стационарных водородомеров, имеющих удовлетворительные метрологические характеристики.

Датчики водородомеров МАВР-501 (переносной) и МАВР-502 (стационарный) производства ООО «НПП ВЗОР» и датчики водородомеров ООО «Техноприбор» являются амперометрическими. Измеряется предельный ток электрохимического анодного окисления водорода, диффундирующего из анализируемой среды через газопроницаемые мембраны к электроду.

Уравнение измерения имеет вид

$$[H_2] = I \frac{R}{nF},$$

где  $[H_2]$  – содержание водорода в анализируемой среде;  $I$  – ток анодного окисления водорода;  $R$  – диффузионное сопротивление датчика, зависящее от материала и толщины мембран, коэффициента диффузии водорода (последний зависит от температуры);  $n$  – число электронов, участвующих в элементарной стадии аналитической анодной реакции;  $F$  – число Фарадея.

Автоматический ввод поправки, учитывающей отличие температуры измерения от температуры калибровки – обязательная функция приборов.

Уравнение измерения линейно в широком диапазоне концентраций водорода, соответствующих различным ВХР ТЭС.

Стационарный водородомер МАВР-502 имеет стандартный токовый выход 0 – 5/4 – 20 мА. Удаление датчика от прибора – до 100 м.

В ИГЭУ и в ЗАО «Ивэнергосервис» имеется опыт как хроматографического, так и амперометрического определения водорода с применением водородомера производства ООО «НПП ВЗОР» (г. Нижний Новгород) в целях диагностики котлов и ВХР. Ниже приводятся примеры его использования.



**Проскок потенциально-кислых веществ.** Проскок потенциально-кислых, в том числе органических, веществ в пароводяной тракт котла обнаруживается незамедлительно по увеличению содержания водорода в питательной воде до и после экономайзера, в насыщенном и в перегретом паре. Он обнаруживается при этом быстрее и надежнее (значимее), чем по снижению щелочного отношения и тем более  $pH$  котловой воды (см. табл. 1).

Таблица 1. **Результаты КХА при проскоке потенциально-кислых веществ в пароводяной тракт котла**

Наименование величины, ед. измерения	Значение величины						
	0	1	2	3	4	5	6
Время от начала измерений, ч	0	1	2	3	4	5	6
Окисляемость по $KMnO_4$ добавочной воды, мг $O_2/дм^3$	1	2,5	2,5	3,0	1,5	1,0	1,0
Содержание водорода в питательной воде после ПВД, мкг/ $дм^3$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,3	0,2	0,1
Содержание водорода в перегретом паре, мкг/ $дм^3$	1,5	50	130	240	200	130	60
Щелочное отношение $\frac{Щ_{ф}}{Щ_{общ}}$ котловой воды чистого отсека	0,40	0,40	0,35	0,25	0,20	0,24	0,30
$pH_{25}$ котловой воды чистого отсека	9,4	9,3	9,3	9,3	9,2	9,2	9,3

Надежность в обнаружении нарушения ВХР с использованием водородомеров связана с тем, что относительное изменение содержания водорода в средах существенно больше относительной погрешности измерений и больше относительных изменений щелочного отношения и  $pH_{25}$ . Значительный рост содержания водорода в воде и в паре характерен для проскока органики в тракт котла. Если органика имеет потенциально-кислый характер, с некоторым запаздыванием будет зафиксировано уменьшение щелочных отношений и  $pH$  котловых вод, а иногда и  $pH$  питательной воды после экономайзера (при наличии этой очень полезной для диагностики нарушений ВХР точки отбора проб, предложенной ОРГРЭС) и даже перед ним.

**Анализ качества консервации и пуска.** 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 влияния водно-химических факторов на разрушение необогреваемых элементов пароводяного тракта котлов [5]. 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 % [6]. Чем

больше деформация, тем меньше расстояние между трещинками 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 [5] показал, что наиболее вероятно растрескивание пленок на поверхностях необогреваемых труб в процессах останова котлов, т.е. при сжатии магнетитовых слоев. Он же отметил особо ускоряющее действие механических напряжений и коррозионных примесей котловой воды в появлении «на холоду» (при гидроиспытаниях котлов) коррозионно-усталостных трещин. Это согласуется вполне с теорией механохимической коррозии [7]. 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 скоростью стояночной коррозии, качеством воды заполнения и режимом пуска. В качестве примера в табл. 2 приведены данные о некоторых параметрах качества воды и пара при пуске котла (исходное состояние: заполнен котловой водой).

Таблица 2. Параметры качества воды и пара при пуске котла

Наименование величины, ед. измерения	Значение величины						
	0	1	2	3	4	5	6
Время от начала измерений, ч	0	1	2	3	4	5	6
Окисляемость добавочной воды, мг $O_2$ /дм <sup>3</sup>	1	2,5	2,5	3,0	1,5	1,0	1,0
Содержание водорода в питательной воде после ПВД, мкг/дм <sup>3</sup>	<0,5	0,7	0,9	1,0	1,0	0,8	0,7
Содержание водорода в перегретом паре, мкг/дм <sup>3</sup>	25	60	130	240	200	130	60
Щелочное отношение $Щ_{\phi}/Щ_{общ}$ котловой воды чистого отсека	0,4	0,4	0,35	0,25	0,20	0,25	0,3
$pH_{25}$ котловой воды чистого отсека	9,4	9,3	9,3	9,3	9,2	9,2	9,3

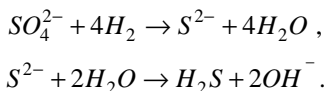
В ПТЭ указано, что повышение содержания продуктов коррозии в питательной воде котлов СКД может сохраняться от 1 до 4 суток в зависимости от условий пуска. Основной его причиной является снос продуктов стояночной коррозии и несовершенство защитных пленок.

Превышение норм качества питательной воды по содержанию соединений железа при пуске барабанных котлов также неизбежно, но его допустимая длительность и степень ПТЭ не регламентированы.

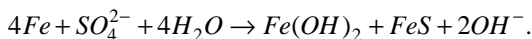
Измерения содержания продуктов коррозии в питательной и котловой воде, проводимые для оценки эффективности консервации и качества пуска котла, трудоемки и не могут быть автоматизированы. Поэтому очень важной представляется возможность применения для этого водородомеров. Низкий уровень максимального содержания водорода в паре при пуске котла и быстрая стабилизация содержания водорода в паре на низком уровне свидетельствуют о высоком качестве консервации и пуска.

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.

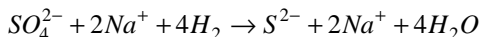
**Микробиологическая коррозия с участием сульфат-редуцирующих бактерий. Коррозия с участием сероводорода.** Сульфатвосстанавливающие бактерии, например *Desulfovibrio desulfuricans*, способствуют образованию сероводорода из водорода, выделяющегося на катодных участках, и сульфат-ионов:



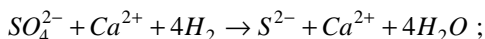
Итоговая реакция записывается для коррозии стали в виде [8]



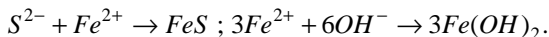
В [9] указано, что на практике имеют место несколько реакций:  
- деполяризация катода сульфатвосстанавливающими бактериями:



или



- образование коррозионных продуктов, в частности, по реакции:



Под деполяризацией понимают снижение концентрационного торможения диффузионного отвода продукта катодной реакции – молекулярного водорода. Диффузионное торможение подвода катионов водорода к катоду минимально из-за высокой их подвижности в воде.

Сероводород вызывает активную коррозию стали по двум причинам. Во-первых, сульфид-ион является анодным деполяризатором и сульфид железа труднорастворим, но не имеет адгезии к железу. Во-вторых, катион водорода как продукт диссоциации сероводорода при повышенной температуре является катодным деполяризатором и восстанавливается последовательно до атомов и при последующей рекомбинации до молекул водорода. Молекулы водорода восстанавливают оксиды, депассивируя сталь.

Равновесная диссоциация сероводорода, как и уголекислоты, незначительна:  $pK_{25}(H_2S \leftrightarrow H^+ + HS^-) = 7,1$ . Тем не менее он, как и уголекислота, в неравновесных условиях коррозии при повышенных температурах способен обеспечить активную деполяризацию.

С применением водородомера установлена существенная роль сероводорода и сульфатов в коррозии ТПНК водогрейных котлов ПТВМ-30м. В условиях закрытой теплосети при ее подпитке маломинерализованной водой с содержанием сульфатов около 40 мг/дм<sup>3</sup> и перманганатной окисляемостью от 4 до 5 мг/дм<sup>3</sup> содержание сероводорода и гидросульфидов составляет в течение года в зависимости от *pH* сетевой воды 40 – 800 мг/дм<sup>3</sup>. Вода имеет выраженный запах сероводорода. В застойных зонах имеется черная муть. Экранные трубы котлов с внутренней стороны, в зоне максимальных тепловых потоков, поражены трещинами, среди которых преобладают межкристаллитные.

Деформации кристаллитных зерен и изменений фазового состава не обнаружено.

Для проверки гипотезы о наводороживании и водородном охрупчивании стали выполнено теплехимическое испытание водогрейного котла ПТВМ-30м. Результаты этого испытания приведены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты теплехимических испытаний котла ПТВМ-30м

Наименование величины, ед. измерения	Значение величины						
	0	30	60	90	120	150	180
Время от начала измерений, мин	0	30	60	90	120	150	180
Температура воды после котла, °С	115	138	145	145	119	119	119
Температура воды на входе в котел, °С	61	61	60	60	60	60	60
Расход воды через котел, т/ч	490	390	394	388	492	492	492

*Применение водородомеров в системе химконтроля  
за водно-химическим режимом котлов*

Продолжение табл. 3

Полезная тепловая нагрузка котла, Гкал/ч	26,46	30	33,5	33	29	29	29
Содержание водорода в воде на входе в котел, мкг/дм <sup>3</sup>	1,8	1,7	1,8	1,7	1,8	1,8	1,8
Содержание водорода в воде после котла, мкг/дм <sup>3</sup>	3,5	4,6	11,2	16,5	18,2	13,8	12,1
Содержание соединений железа в воде на входе в котел, мг Fe/дм <sup>3</sup>	0,30		0,28		0,29		
То же после котла, мг Fe/дм <sup>3</sup>	0,33		0,35		0,4		
Среднее значение скорости коррозии (расчетное), мм/г.	0,02		0,038		0,073		
Коррозионная стойкость, баллы и группа коррозионной стойкости	4, Стойкая		4, Стойкая		5, Стойкая		
Массовая скорость коррозии, г/(м <sup>2</sup> ·ч)	0,018		0,033		0,066		
Водородное число, определенное по скорости сероводородной коррозии, мг/(м <sup>2</sup> ·ч)	0,64		1,18		2,36		
Прирост содержания водорода в воде вследствие коррозии, мкг/дм <sup>3</sup>	1,07		2,46		3,9		
Фактический прирост содержания водорода в воде, мкг/дм <sup>3</sup>	1,7		9,4		16,4		

Примечание. В ходе опыта содержание кислорода в сетевой воде на входе в котел и выходе из него соответственно равно  $8 \pm 1$  и  $7 \pm 1$  мкг/дм<sup>3</sup>. Теплосеть закрытая.

**Результаты КХА сетевой воды при увеличении и уменьшении ее нагрева при тепловой нагрузке котла, близкой к номинальной.**

По данным табл. 3 видно, что содержание соединений железа при прохождении воды через котел увеличивается, а содержание кислорода практически неизменно. В этих условиях коррозия ТПНК может идти с «водородной» деполяризацией катодной реакции. Источниками катионов водорода в условиях опыта могут быть углекислота и сероводород. Атомарный водород, образующийся в качестве промпродукта катодной реакции, частично растворяется в стали. Большая часть его рекомбинирует до молекулярного водорода и диффундирует в воду. Связь увеличения содержания водорода в сетевой воде с коррозией подтверждается увеличением содержания в ней соединений железа.

Результаты этого испытания не противоречат гипотезе о наводораживании стали ТПНК. При усредненной характеристике коррозионной стойкости стали по десятибалльной шкале «стойкая» (4 и 5 баллов) отмечается:

- рост скорости коррозии и содержания водорода в сетевой воде на выходе из котла. Можно полагать, что второе есть следствие первого;

- присутствие коррозионного водорода в сетевой воде, что согласуется с предположением о наличии в двойном электрическом слое атомарного водорода, наводороживании и охрупчивании стали;

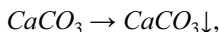
- превышение содержания водорода в воде на выходе из котла расчетного значения, определенного по выходу при сероводородной коррозии для условий повышенного нагрева воды. Это может быть объяснено дополнительным выходом водорода вследствие термолиза органики.

Выполнены измерения содержания водорода по тракту теплосети после водогрейного котла. Отмеченное снижение содержания водорода коррелирует с увеличением содержания сульфидов, что демонстрирует возможность характеризовать активность сульфатвосстанавливающих бактерий по снижению содержания водорода в сетевой воде.

**Коррозия при подпитке теплосети недостаточно умягченной водой.** Водородомеры полезны и при оценке нарушений ВХР при подпитке теплосети водой с повышенным карбонатным индексом. При наличии в подпиточной воде органики происходит стабилизация карбоната кальция, образующегося из его бикарбоната при деаэрации воды, и временное поддержание *pH* деаэрированной воды на повышенном уровне:

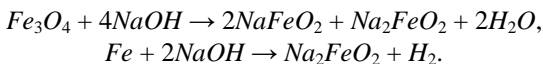


Подпиточная деаэрированная вода, поступив в бак-аккумулятор или в теплосеть, выделяет по истечении защитного времени действия органики твердую фазу:

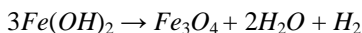


и *pH* воды снижается. Дополнительный термолиз (гидролиз) бикарбонатов в дополнительно (после деаэратора) нагретой в водогрейном оборудовании воде приводит к появлению свободной углекислоты и карбонатного шлама. Таким образом, нормативно разрешенная подпитка теплосети водой, имеющей карбонатную жесткость, несмотря на глубокую деаэрацию воды, приводит к понижению *pH* сетевой воды. То же самое происходит и при аварийной подпитке теплосети жесткой необработанной водой. Появление углекислотной коррозии оперативно можно установить по одновременному понижению *pH* сетевой воды и увеличению содержания в ней водорода.

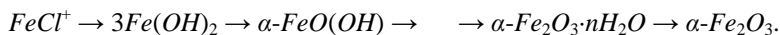
**Общая оценка коррозионной агрессивности среды.** В [4] сообщается о возможности протекания коррозии по химическому и электрохимическому механизмам. Известно [4, 8 и др.], что катодные реакции при электрохимической коррозии ТПНК протекают с выделением атомарного и молекулярного водорода. Водород выделяется и при щелочной коррозии сталей, протекающей в два последовательных этапа [9]:



На первом этапе первая реакция приводит к разрушению защитной магнетитной пленки и оголению стали. На втором этапе вторая реакция ведет к растворению обнаженной стали с выделением водорода. Водород выделяется и при кислотной фосфатной коррозии [6], и в коррозионных низко- и среднетемпературных процессах, иногда с запаздыванием, например, если первичным промпродуктом коррозии является гидроксид железа (II), который может выделять водород при превращении в магнетит по реакции Шикорра



или при «старении» продуктов коррозии, например, в процессах



Таким образом, можно констатировать, что при коррозии стали выделяется водород и его выделение может быть мерой коррозии.

Водород затрудняет переход стали в пассивное состояние и, тем самым, увеличивает скорость общей коррозии, но снижает интенсивность локальной коррозии [4].

Измерение содержания водорода в среде более целесообразно, чем измерение редокс-потенциала. Во-первых, следует знать редокс-потенциал стали, а не платины, во-вторых, датчик должен обратимо реагировать на изменение свойств среды. В основу системы автоматизированного химконтроля целесообразно положить измерение удельной электропроводности,  $pH$ , содержания кислорода и водорода. Этот измерительный комплекс позволит получить коррозионную характеристику среды. Измерение содержания водорода имеет смысл даже для котлов СКД, работающих при окислительных ВХР. Причинами

этого являются возможность пароводяной коррозии стали, возможность проскока органики (обнаружение проскока тремя приборами – кондуктометром, *pH*-метром и водородомером – повышает надежность диагностики таких нарушений), ограниченность скорости взаимодействия водорода с кислородом.

### Выводы

1. Использование водородомеров существенно расширяет диагностические возможности системы химико-технологического мониторинга ВХР. При этом для получения коррозионной характеристики среды измерения удельной электропроводности, *pH*, содержания кислорода необходимо дополнить измерением содержания водорода.

2. Измерение содержания водорода в воде и в паре котлов в процессе их растопки и в первые рабочие дни позволит дать оценку эффективности их консервации, предшествующей останову, и качеству пуска.

3. Сероводородное загрязнение сетевой воды может быть причиной повреждений ТПН водогрейных котлов. Определение содержания водорода в прямой сетевой воде наряду с определением содержания кислорода в прямой и обратной сетевой воде позволит вести оперативный контроль за коррозией ТПНК водогрейных котлов.

### Библиографический список

1. **Общие** технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций. РД 153-34.1-37.532.4-2001. – М.: ООО «НПЦ Элемент», 2001.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2003.
3. **Авдеева А.А.** Хроматография в энергетике. – М.: Энергия, 1980.
4. **Водородное** охрупчивание элементов котлов высокого давления / А.Б. Вайнман и др. – Киев: Наук. думка, 1990.
5. **Балашов Ю.В.** Обеспечение надежности необогреваемых элементов паровых котлов ТЭС с водной рабочей средой: Дис... д-ра техн. наук. – Челябинск: УралВТИ, 2003.
6. **Богачев А.Ф.** Изучение и предотвращение коррозии металла в зонах фазовых превращений и перегретом паре. – М.: ВТИ, 1996.
7. **Гутман Э.М.** Механохимия металлов и защита от коррозии. – М.: Металлургия, 1974.
8. **Акользин П.А.** Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования. – М.: Энергоиздат, 1982.
9. **Технические** записи по проблемам воды: Пер. с англ. В 2 т. Т. 1. – М.: Стройиздат, 1983.



УДК 621. 187. 11

## **Разработка алгоритма поиска причины нарушений водно-химического режима конденсатно-питательного тракта по показаниям приборов автоматического химконтроля**

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

Нарушения норм качества теплоносителя энергоблоков с котлами СВД и СКД связаны, прежде всего, с присосами охлаждающей воды в конденсаторах турбин, с нарушением качества добавочной воды или режима дозирования корректирующих реагентов. В этих условиях химконтроль должен обеспечивать надежное и своевременное получение информации о нормируемых параметрах водно-химического режима (ВХР), путем прямого измерения или косвенного (расчетного) определения соответствующих показателей [1, 2].

Согласно правилам технической эксплуатации в разных точках конденсатно-питательного тракта (КПТ) энергоблока контролируются показатели:

а) удельная электропроводность прямой пробы ( $\chi$ ) или  $H$ -катионированной пробы ( $\chi_H$ ),  $pH$ , аммиак ( $NH_3$ ), натрий ( $Na^+$ ), общая жесткость, а также общая щелочность;

б) железо, медь, кислород и др.

При этом первая группа (а) характеризует названные выше, как правило, быстротекущие нарушения ВХР КПТ и только первые три показателя ( $\chi$ ,  $\chi_H$ ,  $pH$ ) измеряются автоматическими промышленными приборами с высокой разрешающей способностью. Другие показатели либо не отличаются высокой точностью или надежностью измерений в области предельно разбавленных растворов, какими являются конденсат и питательная вода энергоблоков, либо определяются методами ручного химического анализа. Как то, так и другое снижает в целом оперативность и надежность химического контроля качества питательной воды энергетических котлов и создает значительные препятствия в разработке и внедрении систем химико-технологического мониторинга (СХТМ) водно-химического режима на ТЭС с барабанными и прямоточными котлами.

Опыт подтверждает, что надежность работы энергетического оборудования, в том числе поверхностей нагрева, находится на высоком уровне именно на тех ТЭС, где больше внимания уделяется внедрению СХТМ и поддержанию ВХР на должном уровне.

Проблемы диагностики нарушений ВХР требуют разрешения как в рамках оперативного химконтроля, так и в задачах обучения (тренировок) оперативного персонала, в том числе с использованием СХТМ ВХР. При этом показания приборов автоматического химического контроля могут отражать собственно нарушения водно-химического режима конденсатно-питательного тракта и нарушения в измерительных каналах.

Возможные виды нарушений ведения ВХР и изменения при этом показаний приборов автоматического химконтроля приведены в табл. 1. Там же даны возможные нарушения в системе подготовки пробы для АХК.

Таблица 1. Характерные виды нарушений ВХР КППТ и реакция приборов АХК

Вид нарушения	Глубина нарушения ВХР	Изменение показаний приборов АХК			Предпочтительный контроль
		$\chi$ , мкСм/см	$\chi_H$ , мкСм/см	$pH$	
Присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины	До 0,1 % от расхода конденсата	↑	↑↑	~	$\chi_H$
Присосы нагреваемой воды через сетевые подогреватели	До 1,0 % от общего расхода через подогреватель	↑↑	↑	~	$\chi$
Нарушение дозировки аммиака в питательную воду	Увеличение до 1000 мкг/дм <sup>3</sup>	↑↑	↑	↑	$\chi, pH$
	Прекращение дозировки аммиака	↓↓	↓	↓	$\chi, pH$
Ухудшение качества добавочной воды	Увеличение содержания в пересчете на натрий выше 100 мкг/дм <sup>3</sup>	↑	↑	↑	$\chi_H, \chi, pH$
Изменение температуры пробы	Увеличение температуры пробы	↑	↑	↓	$\chi_H, \chi, pH$
Срабатывание $H$ -колонки	—	—	↑↑	—	$\chi_H, \chi, pH$
Изменение расхода пробы	Увеличение расхода выше 5 л/ч	—	~	↓	$pH$

Примечание. ↑↑ – значительное увеличение удельной электропроводности исходной пробы и её  $H$ -фильтрата (на 0,5 – 1,0 мкСм/см), ↑ – незначительное увеличение измеряемой величины (для удельной электропроводности исходной пробы и её  $H$ -фильтрата – на 0,1 – 0,5 мкСм/см, для  $pH$  – 0,05), ~ – измеряемая величина практически не изменилась, ↓↓ – значительное уменьшение удельной электропроводности исходной пробы (на 0,5 – 1,0 мкСм/см), ↓ – незначительное уменьшение измеряемой величины (для электропроводности – 0,01 – 0,03 мкСм/см, для  $pH$  – 0,05).

Из табл. 1 видно, что различные нарушения ВХР КППТ часто вызывают сходную реакцию показаний приборов АХК, что затрудняет

идентификацию нарушений ВХР, особенно на ранних стадиях развития ситуаций.

Таким образом, при использовании результатов приборных измерений следует отличать нарушения, связанные с ВХР, от нарушений в измерительной системе.

Учитывая возможные нарушения в работе самих приборов, следует перед поиском причины нарушений ВХР проверить результаты измерений на приемлемость. Термин приемлемости вводится ГОСТом [3] и рекомендуется для химконтроля теплоносителя АЭС [4].

Оценка на приемлемость результатов должна проводиться по следующим критериям:

а) по наличию нарушений в процессе пробоподготовки, к ним следует отнести выход за допустимые пределы расхода и температуры пробы теплоносителя через датчики АХК;

б) по выходу измеряемого параметра за установленный диапазон. Сюда следует отнести:

- выход аналогового сигнала за нормируемый диапазон;
- выход измеряемого (рассчитываемого) параметра за реально возможный диапазон;
- превышение скорости изменения измеряемого параметра за установленный диапазон;

в) по наличию неисправностей в модулях приема и обработки информации, что должно определяться тестовыми программами электронных средств;

г) по наличию разногласий с результатами контрольных измерений. Сюда следует отнести как проверочные измерения образцовым прибором химконтроля (с соблюдением требований подготовки пробы), так и результаты лабораторного химического анализа в сравнении с расчетными концентрациями примесей, полученными на базе измерений электропроводности и  $pH$ .

Данные АХК, не получившие обобщенного признака приемлемости, не заносятся в базу данных и требуют дополнительной проверки и устранения причин, вызвавших это явление. При этом последний, четвертый, пункт из перечисленных критериев часто принимается за главный, а первые три лишь раскрывают причину появившегося нарушения в измерительной системе и могут анализироваться «по требованию». Такой подход может быть принят в измерениях отдельных приборов АХК при отсутствии системы самодиагностики измерений.

В этом случае можно выделить несколько методов проверки приемлемости результатов измерений и установления окончательного результата лабораторного химического контроля и автоматического химконтроля в зависимости от того, является измерение дорогостоящим или нет, причем термин «дорогостоящее» должен истолковываться не только с финансовой точки зрения, но и исходя из того, является ли измерение сложным, затруднительным или трудоемким. С учетом квалификации операторов и степени рутинности выполняемых на ТЭС и АЭС анализов предусматривается применять методы проверки с минимальным количеством дополнительных анализов (один – для дорогостоящих методов анализа, два – для недорогих) и использовать следующие критерии отбраковки результатов лабораторного и автоматического химконтроля [4]:

- по превышению расхождения между результатами двух измерений более допустимой величины;
- по превышению диапазона результатов первичных и дополнительных измерений значения критического диапазона.

Блок-схемы алгоритмов указанных процедур представлены на рис. 1 и 2.

Также следует отметить, что при принятии решения о причине нарушения необходимо опираться не на изменение показаний какого-либо одного прибора (т.е. на изменение только удельной электропроводности или  $pH$ -пробы), а на изменение показаний и кондуктометра (изменение удельных электропроводностей  $\chi$  и  $\chi_H$ ) и  $pH$ -метра (изменение  $pH$ ).

В [1] приводятся возможные блок-схемы поиска причины нарушений, в частности, при выходе за норму (измеренная величина больше допустимого значения) величины удельной электропроводности  $H$ -катионированной пробы и  $pH$  питательной воды барабанного котла (рис. 3, 4).

Приведенные схемы помогают в поиске причины конкретного нарушения ВХР, однако имеют ряд недостатков, а именно:

- а) не учтены возможные нарушения в измерительной системе, нередко совпадающие по отклонениям измерений с нарушениями ВХР;
- б) отсутствует проверка показаний методами автоматического или ручного химанализа;
- в) предусмотрен перевод поиска в другой алгоритм (от нарушений  $pH$  к нарушениям удельной электрической проводимости  $H$ -катионированной пробы, а возможно и далее);

*Разработка алгоритма поиска причины нарушений  
водно-химического режима конденсатно-питательного тракта  
по показаниям приборов автоматического химконтроля*

---

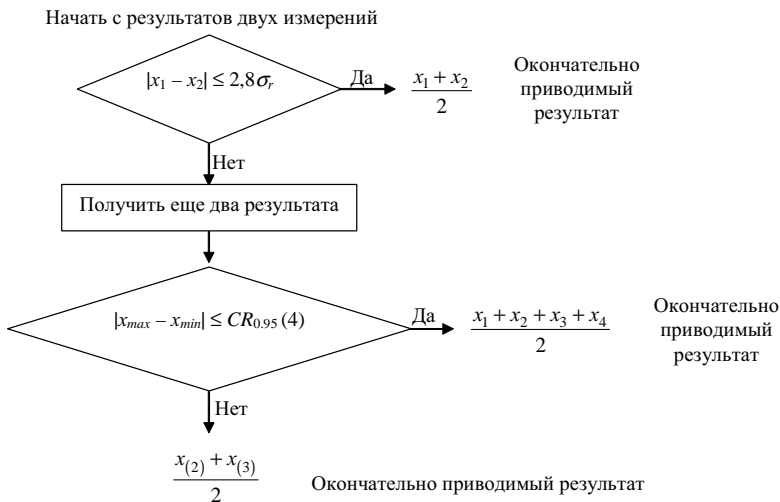


Рис. 1. Метод проверки приемлемости результатов измерений при условии, что получение результатов измерения не является дорогостоящим

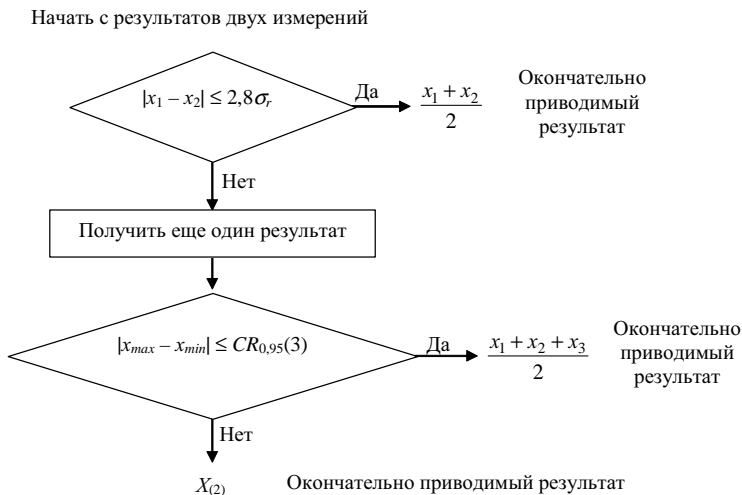


Рис. 2. Метод проверки приемлемости результатов измерений при условии, что получение результатов измерения является дорогостоящим

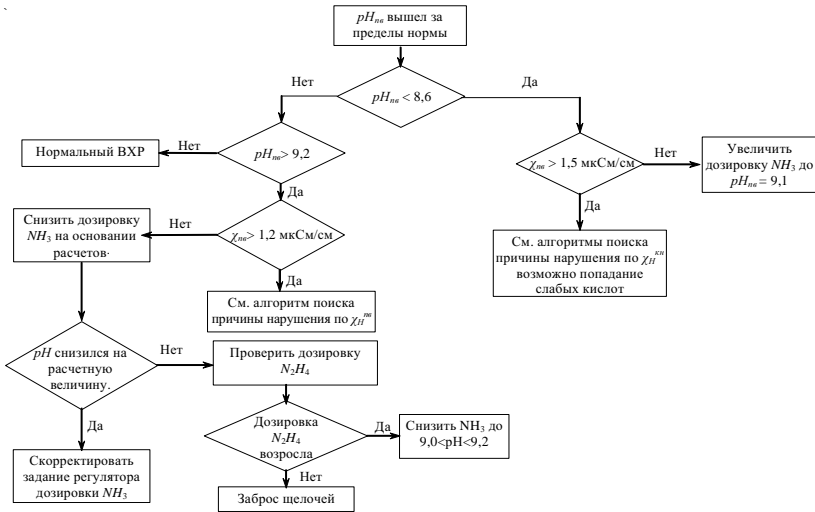


Рис. 3. Блок-схема поиска причины нарушений при выходе за норму  $pH_{mн}$  питательной воды барабанного котла [1]

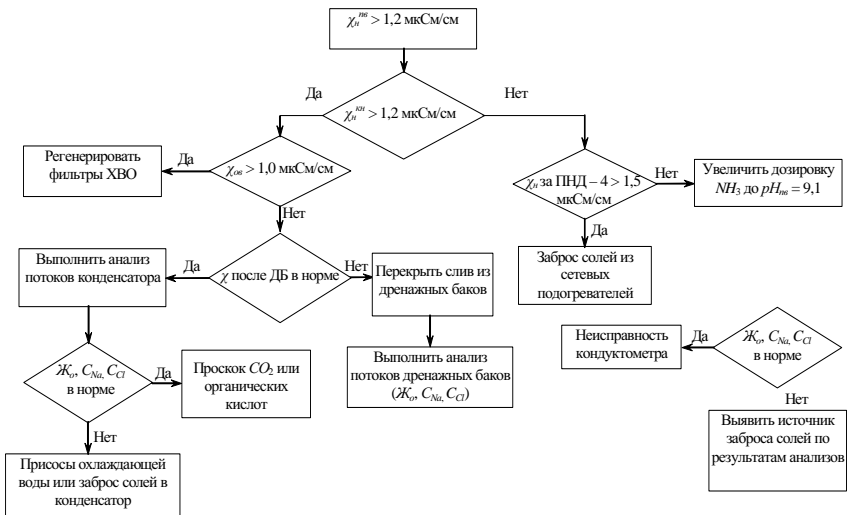


Рис. 4. Блок-схема алгоритма поиска причины нарушения при выходе за норму удельной электропроводности  $H$ -катионированной пробы питательной воды барабанного котла [1]

г) спорными остаются критерии окончания поиска нарушения ВХР (от определения вида нарушения до указаний действий по устранению нарушения и далее) и уровни действий по устранению нарушения (например, для АЭС в течение 1 часа, в течение 1 суток, в течение 30 суток [5]).

Так, перед поиском причины нарушений следует отличать нарушения, связанные с ведением ВХР, от нарушений показаний прибора. Часто показания при нарушениях эксплуатации прибора совпадают с показаниями при нарушении ведения водно-химического режима. В табл. 2 приведены возможные виды нарушений, связанные с работой приборов. Сравнение этих данных с данными табл. 1 показывает, как усложняется и без того непростая задача поиска вида нарушений ВХР КПП по показаниям приборов АХК.

Таблица 2. **Виды нарушений, связанные с эксплуатацией исправного прибора**

Вид нарушения	Показания приборов автоматического химконтроля
Увеличение (уменьшение) температуры пробы	Уменьшение (увеличение) $pH_{25}$ пробы; увеличение (уменьшение) $\chi', \chi_H'$
Увеличение (уменьшение) расхода пробы	Увеличение удельной электропроводности $H$ -катионированной пробы
Истощение катионита $H$ -колонки	Увеличение удельной электропроводности $H$ -катионитного фильтра

Предлагаемый в данной работе алгоритм поиска нарушений ВХР КПП строится, прежде всего, на устранении нарушений в измерительной системе.

На рис. 5 приведена разработанная авторами на основе [1] блок-схема поиска причины нарушений при выходе за установленные пределы величины удельной электропроводности  $H$ -катионированной пробы и величины питательной воды барабанного котла.

Осуществляется измерение величины  $pH$  и удельной электропроводности исходной пробы и удельной электропроводности её  $H$ -фильтрата. Все измерения поверяются на приемлемость. Затем рассчитываются концентрации ионов натрия, водорода, аммиака, хлоридов и общей щелочности. Проверяют величину удельной электропроводности  $H$ -катионированной пробы по ПГЭ по верхней границе  $\chi_H > 1$  мкСм/см, если нет, тогда проверяем нижний предел  $\chi_H < 0,2$  мкСм/см (величина 0,2 определена опытным путем. Качество конденсата теплофикационной турбины не понижает удельную электропроводность  $H$ -катионированной пробы ниже 0,2 мкСм/см). Если  $\chi_H < 0,2$  мкСм/см, то необходимо проверить исправность кондуктометра, а также расход пробы через датчик. Если  $0,2 < \chi_H < 1$ , то нет нарушений ВХР. Если  $\chi_H > 1$ , тогда надо проверить измерения  $\chi_H$  и  $pH$ . Если  $\Delta\chi < 0,1$  мкСм/см и  $\Delta pH > 0,1$  тогда

возможно ухудшение качества добавочной воды. Если  $\Delta\chi > 0,1$ ,  $[Na^+] > 100$  мкг/дм<sup>3</sup> и  $pH < 0,1$ , тогда возможны присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины. Если  $\chi_H > 1$  и  $[Na^+] < 100$  мкг/дм<sup>3</sup>, тогда необходимо заменить *H*-колонку.

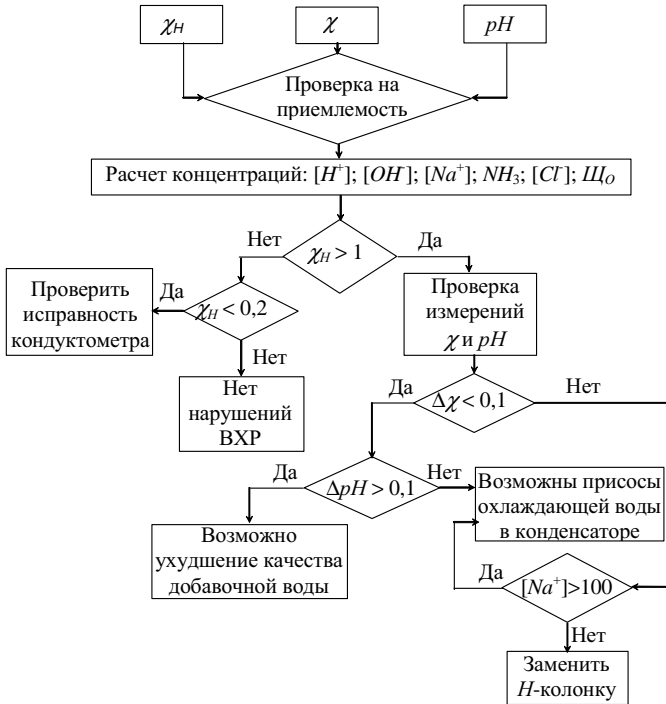


Рис. 5. Алгоритм поиска причины нарушений в конденсате теплофикационной турбины

Следует отметить, что «граничные» величины (0,2 мкСм/см, 0,1 мкСм/см – для удельных электропроводностей, 0,1 для *pH* и 100 мкг/дм<sup>3</sup> для концентрации ионов натрия) получены опытным путем.

Наряду с надежностью важным показателем для обработки информации в СХТМ является точность измерений.

Точность измерения электропроводности и *pH* определяется классом точности приборов АХК и составляет 1,5 – 2,0 % для кондуктометра и 0,05 ед. *pH* – для *pH*-метра при условии калибровки поверки согласно



требованиям паспорта прибора. Однако при измерениях в бесконечно разбавленных растворах, какими являются турбинный конденсат и питательная вода энергетических котлов, калибровка приборов по стандартным растворам становится не представительной.

В условиях промышленной эксплуатации приборов на ТЭС и АЭС предпринимаются попытки установки показаний приборов по «чистой воде», имеется в виду, что при температуре 25 °С удельная электропроводность её равна 0,06 мкСм/см и  $pH = 6,95$  [6]. Однако получить такую воду, свободную от растворенных солей и газов, прежде всего  $CO_2$  и  $NH_3$ , весьма затруднительно. Поэтому калибровку промышленного кондуктометра можно производить по образцовому переносному аналогу, а для калибровки  $pH$ -метров в условиях рабочей среды можно рекомендовать метод с дозировкой в пробу раствора аммиака [7]. Способ основан на следующих последовательно проводимых операциях: отбирают и готовят пробы воды, для чего используют стандартные устройства подготовки пробы, измеряют удельную электропроводность (автоматическими приборами) в исходной пробе воды и удельную электропроводность в пробе, пропущенной через  $H$ -колонку ( $H$ -фильтрате), при этом также измеряют температуру пробы воды. Полученные данные обрабатываются на ЭВМ или аналитически с использованием системы уравнений, в которую входят уравнения электропроводности и электронейтральности исходной пробы и её  $H$ -фильтрата, уравнения описывающие диссоциацию слабых электролитов в исходной и  $H$ -катионированной пробах, а также балансовое уравнение форм углекислоты. Рассчитывается значение  $pH$ , а затем сравнивается расчетное значение с измеренным и проводится уточнение измеренной величины непосредственно в контролируемой среде. В условиях рабочей среды дозируется аммиак с известной и периодически изменяющейся ( $1 \div 2$  раза) концентрацией (например, концентрация аммиака равна 100, 200, 400, 600, 800 мг/дм<sup>3</sup>) для более точного определения величины  $pH$ . При дозировании аммиака  $pH$  пробы увеличится пропорционально дозировке аммиака тем интенсивней, чем меньше концентрация углекислоты в пробе. Также при дозировании аммиака значительно увеличивается удельная электропроводность исходной пробы, в то время как удельная электропроводность  $H$ -катионированной пробы практически не изменяется. Истинное значение  $pH$  среды рассчитывается решением системы уравнений и устанавливается на измеряющем  $pH$ -метре. С помощью графика по измеренным значениям электропроводностей ( $\chi$  и  $\chi_H$ ) находят значение  $pH$  и корректируют измеренное значение. Для точной калибровки  $pH$ -метра необхо-

димо провести несколько различных дозировок аммиака. Данный способ калибровки дал положительные результаты при использовании в промышленных условиях Ивановской ТЭЦ-3 и Костромской ГРЭС. На Ивановской ТЭЦ-3 испытания проводились на энергоблоке с котлом ТП-87 и турбиной ПТ-80-130, а на Костромской ГРЭС на энергоблоке мощностью 300 МВт (котел ТГМП-114, турбина К-300-240).

Тогда при соблюдении паспортной точности приборов можно определить в пробе конденсата и питательной воды энергетического котла расчетные (косвенные) величины: концентрации аммиака, натрия условного, хлоридов. При этом минимальные расчетные концентрации составляют:

- для натрия и хлоридов –  $5 \div 10$  мкг/дм<sup>3</sup>;
- для аммиака –  $20 \div 30$  мкг/дм<sup>3</sup>.

Максимальные отклонения измеряемой величины в пределах паспортного диапазона дают ошибку косвенного определения:

- для натрия  $\pm 7$ , для хлоридов  $\pm 4$ , для аммиака  $\pm 1$  % (при отклонениях в измерении электропроводности);
- для натрия  $\pm 40$ , хлоридов  $\pm 25$  и аммиака  $\pm 20$  % (при отклонениях в измерении  $pH$ ).

### Выводы

Таким образом, первоначальная оценка на приемлемость получаемых от приборов АХК данных позволяет диагностировать быстротекущие нарушения ВХР и отделять их от нарушений в приборной базе. При разработке СХТМ необходимо предусматривать возможность самодиагностики (самотестирование) измерительной системы и отбраковывание данных, вызывающих сомнение (возможные неточности в измерениях). При установке приборов необходимо предусматривать стабилизацию температуры и расхода пробы, обеспечивать калибровку и проверку показаний приборов АХК с учетом характеристик анализируемой среды. Применение для диагностики быстротекущих нарушений предложенного алгоритма позволяет производить диагностику на ранних стадиях развития ситуации.

### Библиографический список

1. **Общие** технологические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций: РД 153-34.1-37.532.2-2001. – М., 2001.
2. **Опыт** построения системы химико-технологического мониторинга паровых котлов ТГМ-96 с последующей интеграцией её в АСУ ТП ТЭЦ / П.Н. Назаренко, В.Н. Самаренко, О.Ф. Квасова и др. // Теплоэнергетика. – 2001. – №4. – С. 7–12.

3. **ГОСТ Р ИСО 5725-6-2002.** Точность (правильность и приемлимость) методов и результатов измерений. – М., 2002.

4. **Разработка** системы контроля и управления водно-химическими режимами первого и второго контуров АЭС с ВВЭР-1000 / В.А. Гашенко, А.Р. Преловский, А.В. Ульянов и др. // Материалы Междунар. науч.-техн. совещания «Водно-химический режим АЭС». – М.: ВНИИАЭС, 2003.

5. **Методические** указания по определению рН питательной воды прямоточных котлов СКД в пределах от 8,0 до 10,0 лабораторными рН-метрами: РД34.37.308-90. – М., 1991. – С. 13

6. **Справочник** по свойствам, методам анализа и очистке воды / Л.А. Кульский, И.Т. Гороновский, А.М. Кочановский и др. – Ч. 1. – Киев, Наук. думка, 1980.

7. **Патент** РФ 2244294. Способ калибровки рН-метров / Е.Н. Бушуев, Е.В. Козюлина, Б.М. Ларин и др. // Изобретения. – 2005.

УДК 621.187.11

## **Возможность использования методов и систем АХК для контроля водно-химического режима энергоблоков ТЭС в Республике Пакистан**

*Батти Мухаммад Камран Лякат, асп.*

Исламская Республика Пакистан – одна из развивающихся стран в Азии. Энергетика в Пакистане также находится на стадии развития. Основным источником энергии в Пакистане – это ГЭС. Но страна с огромным населением и с развитой промышленностью нуждается в большом количестве энергии. В Пакистане, кроме ГЭС, одновременно работает ряд ГРЭС. Все эти ГРЭС построены фирмами из разных стран мира. Большинство энергоблоков построено 10 – 30 лет назад, и их водно-химический режим (ВХР) не всегда обеспечен системой автоматического химического контроля (АХК) (табл. 1).

Таблица 1. **Характеристика энергоблоков Республики Пакистан**

Название станции	Число блоков	Общ. уст. мощность, МВт	Изготовитель	Выпуск	Вид топлива
TPS Jamshoro	4	850	Япония, Китай	1990 – 1991	Газ, мазут
GTPS Kotri	7	175	Франция, Япония, Китай, Голландия	1970 – 1994	Газ, диз. топл.
TPS Guddu	13	1655	США, СССР, Китай, Германия, Словакия	1974 – 1994	Газ, мазут, диз. топл.

Продолжение табл. 1

Название станции	Число блоков	Общ. уст. мощность, МВт	Изготовитель	Выпуск	Вид топлива
TPS Muzzaffargarh	6	1350	Россия, Китай	1993 – 1995	Газ, мазут
NGPS Multan	2	130	Германия	1963	Газ, мазут
GTPS Faisalabad	8	244	Германия	1975 – 1994	Газ, диз. топл.
SPS Faisalabad	2	132	США	1967	Газ, мазут
FBC Lakhra	3	150	Китай	1995 – 1996	Уголь

Нарушения норм качества теплоносителя энергоблоков с барабанными и прямоточными котлами связаны, прежде всего, с высокими присосами охлаждающей воды в конденсаторах турбин, с нарушением качества добавочной воды или режима дозирования корректирующих реагентов. В этих условиях химконтроль должен обеспечивать надежное и своевременное получение информации о нормируемых параметрах ВХР путем прямого измерения или косвенного (расчетного) определения соответствующих показателей.

Опубликованный в 2001 году руководящий документ [1] дает такое определение: системы химико-технологического мониторинга (СХТМ) предназначены, во-первых, для оперативного комплексного автоматизированного контроля за состоянием ВХР и анализа этого состояния и, во-вторых, для диагностики и прогнозирования нарушений водно-химического режима энергоблока во всех режимах его работы, включая пуски и остановки. Первое назначение обеспечивается приборами автоматического химконтроля с высокой разрешающей способностью, желательны простыми в эксплуатации, надежными и недорогими. Второе назначение СХТМ может быть обеспечено использованием математических моделей ионных равновесии в теплоносителе конденсатно-питательного тракта.

Требования к функциям СХТМ следующие:

- отбор представительных проб рабочей среды;
- автоматический сбор и обработка аналоговых сигналов с приборов автоматического химконтроля;
- контроль достоверности автоматически измеряемых параметров;
- возможность ввода результатов ручного химконтроля;
- наглядное отображение информации в реальном масштабе времени;
- предупредительная и аварийная сигнализация;
- сохранение (архивация) поступающей информации;
- вывод на экран монитора результатов химического и теплотехнического контролей.

Предусматривается также дополнение СХТМ элементами диагностической системы, такими как:

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

Принимая требования к функциям СХТМ как руководство к действию, следует отметить, что современный уровень состояния комплекса технических средств позволяет реализовать значительную часть требований, связанных с обработкой и выводом оператору результатов приборных измерений (рис. 1).

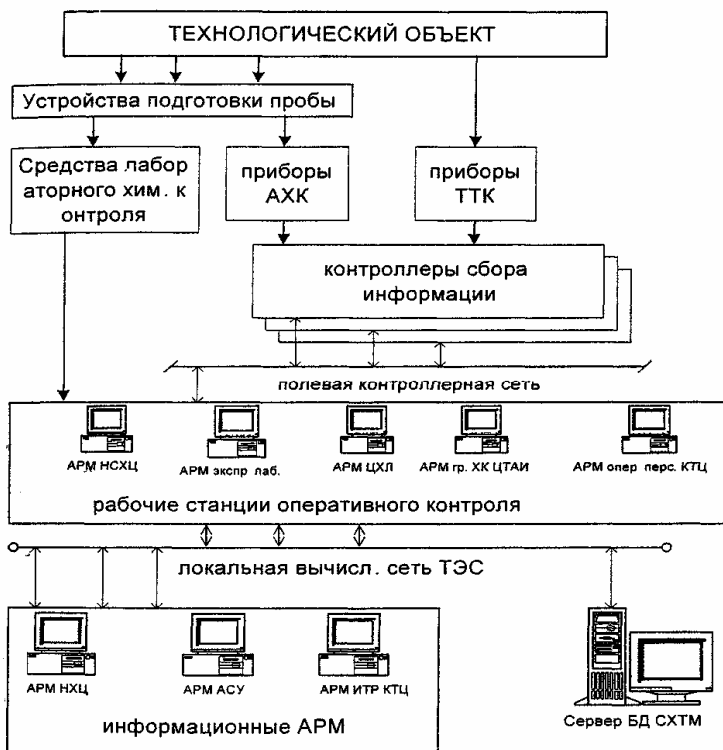


Рис. 1. Структурная схема СХТМ энергоблока

С достаточной для оперативного контроля надежностью может быть организован отбор представительных проб и сбор данных с приборов АХК. Наибольшую сложность в реализации СХТМ вызывают контроль достоверности измеряемых и контролируемых химических параметров (не путать с достоверностью показаний датчика), а также диагностические функции системы мониторинга.

Так, например, в России на Костромской ГРЭС установлена система химико-технологического мониторинга водно-химического режима (СХТМ ВХР) энергоблоков мощностью 300 МВт первой и второй очереди. В целях повышения надежности СХТМ ВХР имеет в своем составе две параллельно работающие ЭВМ. Каждая из этих ЭВМ осуществляет весь комплекс операций, необходимый для работы СХТМ ВХР во всех режимах.

Основными источниками входной информации являются данные, поступающие от приборов автоматического химконтроля, теплотехнического контроля и данные ручных экспресс-анализов. Кроме того, имеется ряд параметров, отображающих данные, получаемые системой расчетным путем. Исходными данными для таких параметров являются сигналы, поступающие от одного или нескольких приборов АХК, например кондуктометров, *pH*-метров и *pNa*-меров. Полученные данные используются оперативным персоналом для оценки состояния ВХР (рис. 2).

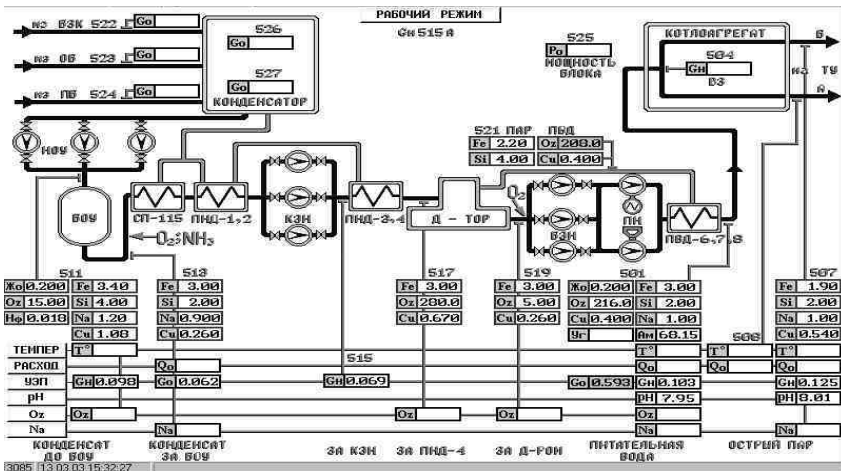


Рис. 2. Экранная форма СХТМ на рабочем месте лаборанта экспресс-лаборатории для КГРЭС

Опыт внедрения систем химико-технологического мониторинга ВХР на ТЭС с барабанными и прямоточными котлами в России подтверждает, что повышение надежности работы оборудования, в том числе поверхностей нагрева, наблюдается именно на тех электрических станциях, где большое внимание уделяется внедрению систем химико-технологического мониторинга и поддержанию ВХР на высоком уровне [2]. Применение СХТМ позволяет решать основные задачи контроля ВХР конденсатно-питательного тракта [3]:

- контроль уровня присоса охлаждающей воды в конденсаторах турбины;
- контроль уровня минерализации и её составляющих после смешения отдельных потоков и очистки на фильтрах обессоливающей установки;
- контроль уровня дозирования аммиака.

На рис. 3 приведены некоторые показатели работы энергоблока Костромской ГРЭС, полученные с участием автора 11 – 12 апреля 2005 г. Из рис. 3б видно, что имело место нарушение ВХР питательной воды по дозировкам аммиака из-за резкого изменения нагрузки блока (рис. 3а). Обнаружение и устранение нарушения ВХР выполнено в рамках работы СХТМ измерением электропроводности (рис. 3в).

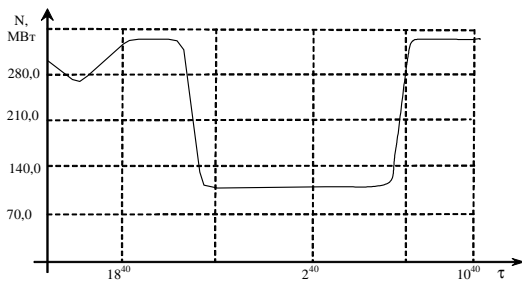


Рис. 3а. Изменение мощности турбины

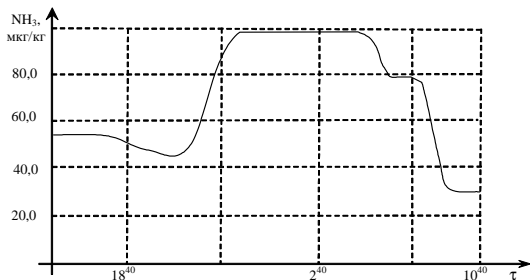


Рис. 3б. Изменение концентрации аммиака

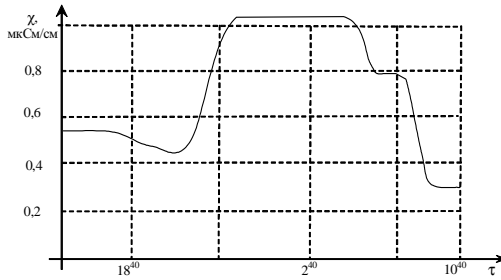


Рис. 3в. Удельная электропроводность питательной воды

В Пакистане существуют некоторые энергоблоки Российского производства (например, TPS Muzaffargarh, табл. 2), и на таких станциях возможно применение методов СХТМ ВХР, используемых в данное время в России. Учитывая особенности и состояние оборудование, условия его эксплуатации в Пакистане, можно эти методы применять и на других электрических станциях.

Таблица. 2. Состав энергоблоков TPS Muzaffargarh, Пакистан

Номер блока	Установленная мощность, МВт	Номинальная мощность, МВт	Изготовитель	Год выпуска	Вид топлива
1	210	200	Россия	1993	Газ + мазут
2	210	200	Россия	1994	Газ + мазут
3	210	200	Россия	1995	Газ + мазут
4	320	300	Китай	1996	Газ + мазут
5	200	200	Китай	1995	Газ + мазут
6	200	200	Китай	1995	Газ + мазут
Всего	1350	1300			

Таким образом, система автоматического химконтроля водно-химического режима имеет важное значение в современных условиях эксплуатации энергоблоков с прямоточными и барабанными котлами. Применение СХТМ позволяет диагностировать быстротекущие нарушения ВХР, такие как присосы охлаждающей воды в конденсаторе турбины и нарушение дозировки корректирующих реагентов в питательную воду, на ранней стадии. А также применение автоматического химического контроля снижает трудозатраты на ведение ВХР энергоблока, повышает качество контроля, способствует поддержанию показателей на уровне нормированных значений, что дает существенный технико-экономический эффект.



**Библиографический список**

1. **Общие** технологические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций (ОТТ СХТМ 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., Бушуев Е.Н., Козюлина Е.В.** Повышения информативности мониторинга водного режима конденсатно-питательного тракта энергоблоков // Теплоэнергетика. – 2003. – № 7. – С. 2–8.

УДК 536.24:62.184.53

**Математическое моделирование воздушного потока  
в лункообразном воздухораспределителе**

*Н.Н. Елин, д-р техн. наук, М.Ю. Ометова, канд. техн. наук*

Наиболее эффективным способом экономии теплоэнергоресурсов в системах вентиляции является управление в них процессами турбулентного тепло- и массопереноса.

В теплонепригодных помещениях небольшой высоты нижняя подача приточного воздуха быстрозатухающими струями обеспечивает экономию тепловой энергии за счет интенсивного смешения приточного воздуха с окружающим. В настоящее время широко используются воздухораспределители, в которых в результате интенсификации начальной турбулентности достигается равномерное распределение параметров воздушной среды в рабочей зоне помещения при значительной экономии приточного воздуха. Для этого наиболее целесообразно использовать конструкцию лункообразного приточного выпуска, в основе конструкции которой лежит эффект соударения встречных струй.

Расчетные методы исследования вентиляционных потоков, как правило, используют упрощенные модели турбулентности, что приводит к недопустимому расхождению экспериментальных и теоретических результатов. Возможность создания инженерных методов расчета на основе экспериментальных результатов ограничена диапазоном параметров экс-

перимента. Поэтому необходима разработка новых, более точных, теоретических методов исследования вентиляционных потоков.

Наиболее перспективным с вычислительной точки зрения способом расчета турбулентных потоков является использование моделей, полученных путем замыкания уравнений Рейнольдса, которые для сжимаемой жидкости имеют вид

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho V_j) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} + V_j \frac{\partial V_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (-u_i u_j) + \nu \frac{\partial^2 V_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - g \delta_{i3}, \quad (2)$$

где  $V_i, V_j$  – компоненты осредненной скорости;  $\rho$  – плотность воздуха;  $u_i, u_j$  – пульсационные составляющие скоростей.

При малых скоростях потока уравнение непрерывности принимает вид

$$\frac{\partial V_j}{\partial x_j} = 0. \quad (3)$$

Будем рассматривать воздушные потоки, создаваемые по схеме «снизу вверх», учитывая турбулентность введением различных характеристик турбулентной вязкости. Например, для двухпараметрической « $k$ - $\varepsilon$ » [2] модели используются дополнительные уравнения:

$$\frac{\partial \kappa_i}{\partial t} + V_j \frac{\partial \kappa_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa_i}{\partial x_j} \right) + \nu_t \left( \frac{\partial \kappa_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \kappa_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \kappa_i}{\partial x_j} - \varepsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + V_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} A - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{\kappa}, \quad (5)$$

где  $\kappa$  – энергия турбулентных пульсаций;  $\varepsilon$  – скорость диссипации;  $\sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$  – эмпирические константы.

К уравнениям (1) – (5) необходимо добавить уравнение энергии в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{1}{\text{Pr}} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \right). \quad (6)$$

Расчетным путем было установлено, что наиболее близкие к экспериментальным значения были получены при величине критерия Прандтля, равном единице. Необходимо учитывать зависимость плотности воздуха от его температуры с помощью приближения Буссинеска:

$$\rho = \rho_0 - \frac{\partial \rho}{\partial T} \Delta T, \quad (7)$$

где  $\rho_0$  – плотность при нормальных условиях;  $\Delta T = T - T_0$  – перепад температур. Блок-схема программы расчета параметров воздушной среды в рабочей зоне производственного помещения представлена на рис. 1.

Общее количество узлов в расчетной области имеет величину порядка  $5 \cdot 10^5$ . Достоверность расчета контролировалась путем сравнения со значениями скоростей, полученными из экспериментальных данных, а также по соблюдению условия непрерывности потоков.

Для успешного моделирования воздушного потока необходимо, чтобы размеры граничной области значительно превышали размеры выпуска, имитируя свободное растекание, что требует высокого уровня дискретизации расчетной области. При расчетах наиболее эффективно применение неравномерной разностной сетки, что позволяет исключить дополнительные зоны неустойчивости вблизи выпуска. В результате такого подхода число узлов, приходящихся на область вблизи выпуска, оказывается невелико, поэтому целесообразно применение разностных схем второго порядка точности. Путем численного эксперимента было установлено, что процесс расчета устойчив при количестве узлов по каждой координате не менее 70 – 80. Установлено, что при среднем масштабе энергонесущих вихрей  $L = 0,5$  м и  $\kappa_i = 0,1$  расчетные данные достаточно хорошо согласуются с экспериментальными.

Представленный алгоритм расчета позволяет успешно моделировать вентиляционные потоки, однако при этом вопрос выбора граничных условий остается открытым. Вследствие ограниченности ресурсов ЭВМ применительно к данной задаче использовался прием «искусственное расширение области»:

$$\frac{\partial P}{\partial n} / S = \alpha_P (P - P_0) / S, \quad \frac{\partial T}{\partial n} / S = \alpha_T (T - T_0) / S,$$

где коэффициенты  $\alpha_P, \alpha_T$  подбирались экспериментально по критерию непрерывности потока.

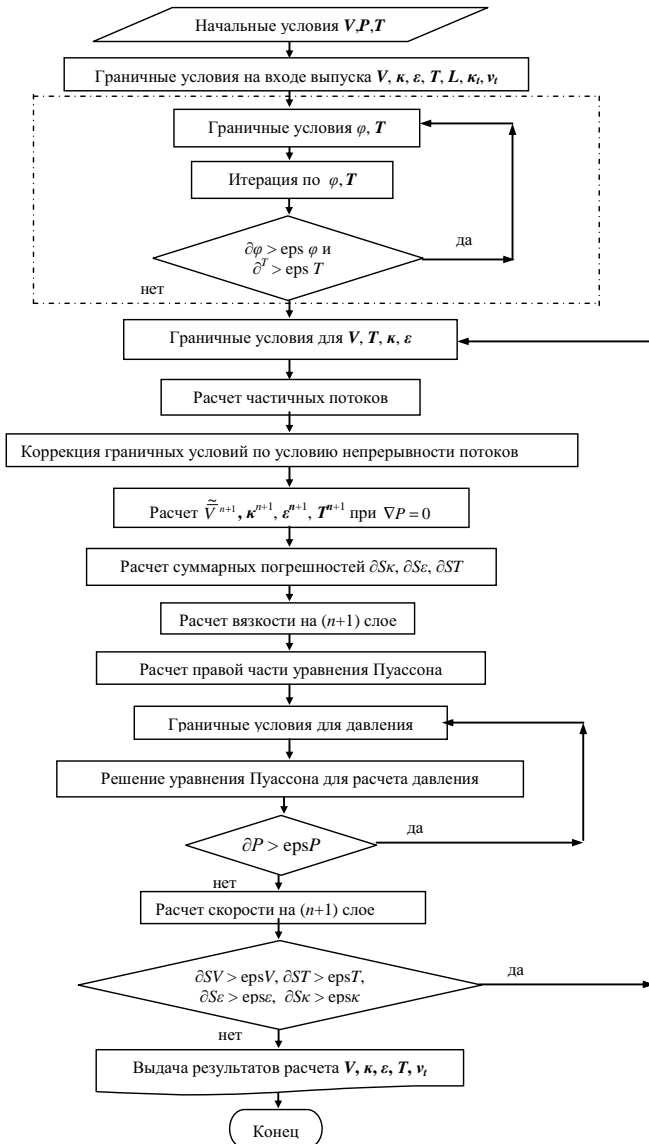


Рис. 1. Блок-схема численного решения уравнений Рейнольдса

Разработанная программа позволяет исследовать влияние геометрических размеров и параметров приточного воздуха на выходные величины воздушного потока.

#### **Библиографический список**

1. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Теоретическая физика. В X т. Т. VI. Гидродинамика: Учеб. пособие для вузов. – 5-е изд., стер. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 736 с.
2. **Роди В.** Модели турбулентности окружающей среды // Методы расчета турбулентных течений: Пер. с англ. / Под ред. В. Коллмана. – М.: Мир, 1984. – С. 227–315.

УДК 620.92

## **Солнечное теплоснабжение в условиях средней и северной России**

*А.В. Банников, канд. техн. наук*

К сожалению, решение вопросов, связанных с использованием возобновляемых источников энергии, в современной России в силу различных причин не находит должного внимания. В солнечной энергетике отрицательными аргументами выступают высокая стоимость солнечных установок и сложившийся штамп о невозможности использования энергии солнечного излучения в широтах выше пятьдесят пятой.

Плотность потока солнечного излучения, поступающего на поверхность Земли, приблизительно равна  $1 \text{ кВт/м}^2$  в диапазоне длин волн  $0,3 \dots 2,5 \text{ мкм}$ . В среднем, в зависимости от места, времени суток и погоды, его фактические значения составляют от 100 до  $300 \text{ Вт/м}^2$ . В условиях средней полосы России солнечное излучение «приносит» энергию, эквивалентную  $100 \dots 150 \text{ кг у.т./м}^2$  в год [1].

Основным элементом большинства современных солнечных установок для получения горячей воды является плоский солнечный коллектор, который преобразует лучистую энергию солнца в полезную тепловую энергию с последующей ее передачей подвижному теплоносителю. Такой коллектор состоит из поглощающей пластины (теплоприемника), хорошо воспринимающей коротковолновое солнечное

излучение, каналов для движения теплоносителя, встроенных или прикрепленных к поглощающей пластине, прозрачного покрытия, тепловой изоляции с тыльной стороны теплоприемника и корпуса. Исследованию работы плоского солнечного коллектора посвящено большое количество публикаций [1...4], обобщая которые можно отметить, что при всей простоте конструкции, постоянной модернизации всех элементов плоский солнечный коллектор обладает достаточно низким коэффициентом полезного действия и ограниченными возможностями по оптимальному размещению. Низкий КПД плоских солнечных коллекторов обусловлен двумя обстоятельствами. Во-первых, они имеют высокий приведенный коэффициент тепловых потерь. Во-вторых, воспринимаемый частотный спектр плоского солнечного коллектора часто ограничен коротковолновым излучением, что исключает возможность поглощения длинноволнового излучения от атмосферы в диапазоне волн от 5 до 25 мкм.

Указанные моменты накладывают ограничения на применение данного типа солнечных коллекторов в условиях холодного климата и большой оптической массы атмосферы. Это дает возможность использовать лишь сезонные установки солнечного горячего водоснабжения в средней полосе России и справедливо подвергает сомнению их функциональную пригодность в северной части страны.

В 1965 году Спейером была предложена конструкция солнечного коллектора, у которого в качестве прозрачного покрытия использовалась вакуумированная стеклянная трубка, значительно снижавшая конвективные потери теплоты от коллектора в окружающую среду [3]. Однако при этом оставалась большой величина тепловых потерь излучением, которая зависела от температуры элементов трубки и в среднем составляла  $6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Именно с этого времени стало развиваться направление в гелиоэнергетике, связанное с использованием вакуумных солнечных коллекторов.

Современный вакуумный трубчатый солнечный коллектор представляет собой батарею соответствующим образом соединенных трубок – приемников солнечной энергии диаметром около 100 мм. Одна из их конструкций [8] показана на рис. 1.

Внешняя трубка приемника изготовлена из специального ударопрочного стекла с пропускной способностью излучения как в коротковолновом, так и длинноволновом диапазоне. Внутренняя трубка с внешней стороны имеет многослойное покрытие, абсорбирующее это излучение. К внутренней стороне трубки плотно примыкает дефлек-

тор, в котором расположены каналы для движения теплоносителя. За батереей трубок в ряде моделей коллекторов располагается параболический рефлектор. Такая конструкция позволяет эффективно принимать как направленное, так и диффузное солнечное излучение по всей длине приемника в радиусе  $360^\circ$ . При этом потери теплоты излучением (конвективные потери практически равны нулю) благодаря специальному многослойному селективному покрытию внутренней трубки приемника и волновым свойствам стекла внешней трубки в среднем снижены до  $1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [8, 9]. Сравнительная характеристика различных коллекторов по величинам тепловых потерь и рабочим температурным уровням теплоносителя приведена в таблице [9].

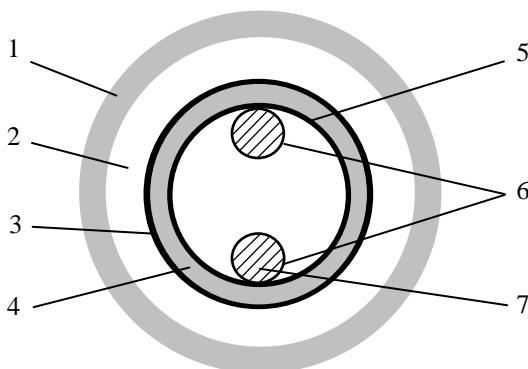


Рис. 1. Нормальное сечение вакуумного приемника солнечной энергии (принципиальная схема):

1 – внешняя стеклянная трубка, 2 – вакуум, 3 – многослойное селективное покрытие, 4 – внутренняя стеклянная трубка, 5 – рефлектор, 6 – каналы для движения теплоносителя, 7 – теплоноситель

**Величины тепловых потерь и температурные уровни работы солнечных коллекторов различных конструкций**

Тип коллектора	Коэффициент тепловых потерь, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Диапазон рабочих температур, $^\circ\text{C}$
Коллектор без покрытия	10...30	до 40
Плоский коллектор	2,9...5,3	20...80
Вакуумный плоский коллектор	2,6...4,3	20...120
Вакуумный трубчатый коллектор	0,7...2,0	50...120
Солнечный бассейн	Около 2,4	20...70
Воздушный коллектор	8...30	20...50

Рассмотрим возможность применения вакуумных трубчатых солнечных коллекторов в средних и северных широтах России в течение всего года.

В статье [1] автор обосновал эффективность применения плоских солнечных коллекторов с одностекольным неселективным покрытием, не смотря на то, что такие коллекторы имеют гораздо худшие характеристики, чем вакуумные, в средней полосе России [7] в бытовых солнечных водонагревателях с апреля по октябрь.

Как показывает опыт ряда северных стран, например Финляндии и Швеции [9], где гелиосистемы на вакуумных коллекторах достаточно широко используются, малая величина тепловых потерь и высокие оптические показатели работы позволяют использовать вакуумные коллекторы в северных широтах при малой продолжительности дня, низкой температуре окружающего воздуха и сильном ветре не только для нужд горячего водоснабжения, но и для отопления (с обязательной установкой дублирующего источника теплоты). При этом степень покрытия тепловой нагрузки в расчетный период составляет не менее 30 % (рис. 2) [8].

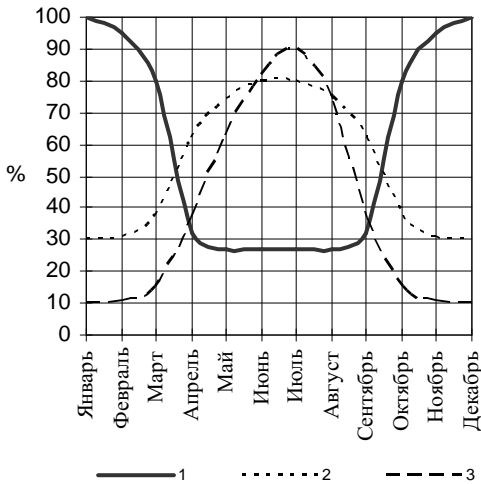


Рис. 2. Процент тепловой энергии, потребляемой жилым объектом (1), и ее доля, получаемая от вакуумного трубчатого коллектора (2) и плоского коллектора (3) в зависимости от времени года

В качестве теплоносителя во внешнем контуре используется смесь пропиленгликоля с водой, которая имеет низкую температуру замерзания



(порядка  $-35$  °С) и высокую химическую стабильность при воздействии высоких температур в летний период.

Способность вакуумных солнечных коллекторов нагревать теплоноситель до высоких температур позволяет также использовать их для решения технологических задач.

Кроме этого вакуумные трубчатые коллекторы удобны для монтажа в условиях современной и старой архитектуры, так как при высоком эстетическом исполнении они могут размещаться на строительных конструкциях с углом наклона поверхности от 0 до 90° как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением проекции оси приемников, что важно с точки зрения ориентации солнечного коллектора по странам света с углом наклона, как правило, равным широте местности.

Немаловажным является устойчивость трубок коллектора к внешним механическим воздействиям (вандализм, природные катаклизмы и пр.).

Непреодолимым барьером для развития тепловых гелиосистем в России является высокая цена вакуумного трубчатого коллектора. В настоящий момент один квадратный метр поверхности импортного коллектора стоит порядка 700 € при сроке службы вакуумных элементов от 10 до 20 лет (автору ничего не известно о производстве отечественных аналогов). Порядок цен прочего оборудования, входящего в состав гелиоустановки, такой же, как и у традиционного теплоэнергетического оборудования.

В этой связи необходимы государственные и региональные программы по развитию возобновляемых источников энергии, связанные не только с финансированием исследований, дотационной и льготной налоговой политикой при внедрении подобных систем, но и с решением вопроса сопряжения нетрадиционных энергосистем с традиционной энергетикой на уровне законодательного права.

На сегодняшний момент отечественная нормативная база по тепловой солнечной энергетике представлена лишь документами [5, 6]. Причем документом [5] регламентируется проектирование только установок солнечного горячего водоснабжения на основе плоских солнечных коллекторов.

Остается надеяться, что развитие современных технологий и их освоение российской промышленностью и должное внимание со стороны государства к проблемам окружающей среды, перевод их в разряд приоритетных позволят сделать шаг к оздоровлению страны в этих направлениях.

#### **Библиографический список**

1. Попель О.С. Эффективность применения солнечных водонагревателей в климатических условиях средней полосы России // Энергосбережение. – №1. – 2001.

2. **Андерсон Б.** Солнечная энергия (Основы строительного проектирования). – М., 1982.
3. **Даффи Дж.А., Бекман У.А.** Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. – М., 1977.
4. **Твайделл Дж., Уэйр А.** Возобновляемые источники энергии. – М., 1990.
5. **ВСН 52-86.** Установки солнечного горячего водоснабжения. Нормы проектирования. – М., 1988.
6. **ГОСТ Р 51594-2000.** Нетрадиционная энергетика. Солнечная энергетика. Термины и определения. – М., 2000.
7. **ГОСТ 16350-80.** Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей. – М., 1981.
8. **www.amk-solac.com.**
9. **www.sunwisesolarus.com.**

УДК 621.311.22

### **Исследование возможностей новой модификации водогрейных котлов ИКЗ, работающих под наддувом**

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, Б.Л. Шелыгин, канд. техн. наук,  
В.Н. Зайчиков, инж.*

Ижевским котельным заводом (ИКЗ) выпускаются газомазутные водогрейные котлы типа КВа, радиационные и конвективные поверхности нагрева которых выполнены из унифицированных секций экранных труб с наружным диаметром 159×4,5 мм. Зазоры между трубами отдельных поверхностей нагрева закрыты стальными полосами шириной 60 мм [1, 2].

В пределах каждого экрана вода движется последовательно от трубы к трубе при спиралеобразном характере потока [3], что исключает накопобразование в случае низкого качества рабочей среды.

На примере конструкции котлов второго поколения расчетным исследованием было установлено неэффективное использование располагаемой теплоты топлива [1, 4]. При температурах уходящих газов 180 ÷ 210 °С КПД котлов не превышает 88 ÷ 89 %, что на 3 ÷ 4 % ниже нормальных значений [4].

Для интенсификации радиационного и конвективного теплообмена в котлах специалистами ИГЭУ было предложено изменение шага труб топочных экранов от 220 до 200 мм при сокращении ширины газоотводящих щелей между трубами до 40 мм.

Дополнительно для новых конструкций было рекомендовано уделить внимание снижению присосов холодного воздуха в газовый тракт котла.

С учётом выявленных недостатков предприятием ИКЗ был предложен вариант котла типа КВа-1,74 ГМ [5], в котором топочная камера выполнена в виде параллелепипеда, заключённого в параллелепипед, ограниченный трубами экранов (рис. 1).

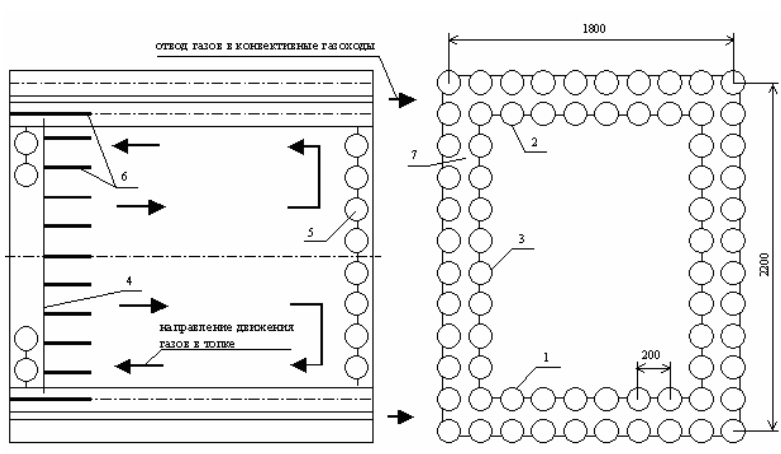


Рис. 1. Компоновка экранов котла марки КВа-1,74 ГМ, ограничивающих топочную камеру:  
1 + 5 – подовый, потолочный, боковой, фронтальный и задний экраны топочной камеры;  
6 – щели между экранными трубами для отвода газов из топочной камеры;  
7 – газоход для отвода газов к конвективным пакетам

На расстоянии 320 мм от заднего топочного экрана размещён конвективный экран, через центральное окно которого отводятся уходящие газы. Таким образом, конвективное тепловосприятие характерно для поверхностей нагрева, размещенных в кольцевом пространстве, окружающем топочную камеру, а также для поверхностей экранов, которые размещены в вертикальном газоотводящем газоходе.

Конструктивные характеристики экранов котла КВа-1,74 ГМ представлены в табл. 1. Площадь радиационной поверхности нагрева топочной камеры равна  $20,44 \text{ м}^2$ , а площадь суммарной конвективной поверхности при продольном и поперечном омывании труб газами составляет  $94,7 \text{ м}^2$ .

Приведённые значения превышают значения площадей поверхностей нагрева предыдущей конструкции (котлы второго поколения) [1, 2], что при определенных условиях позволяет рассчитывать на увеличение тепловой мощности водогрейной энергоустановки выше  $Q_k = 1,74 \text{ МВт}$ .

Таблица 1. Конструктивные характеристики экранов котла типа КВа-1,74 ГМ

Наименование экрана	Длина трубы, мм	Число труб
Фронтной экран топочной камеры	1200	10
Задний экран топочной камеры	1950	12
Подовый и потолочный экраны топочной камеры	2800	8
Боковой экран топочной камеры	2800	8
Верхний и нижний экраны котла	2800	10
Боковые экраны котла	2800	10
Задний экран котла	1950	12

Для проведения анализа с использованием [6] была разработана расчетная модель котла, включающая газовый, воздушный и водяной тракты. При составлении данной схемы предусмотрен нагрев части используемого в качестве окислителя холодного воздуха сетевой водой, частично нагретой в котле.

В расчетном исследовании топливом являлся природный газ с теплотой сгорания  $Q_n^c = 31,0$  МДж/м<sup>3</sup> [7]. Коэффициент избытка воздуха в топке принят  $\alpha_m'' = 1,1$ , а присосы воздуха на выходе из котла перед последним экраном  $\Delta\alpha = 0,02$ .

В ходе вариантных расчетов расход воды через котел принимается равным  $D = 50, 60$  и  $70$  т/ч, а температура наружного воздуха составляет  $t_{нар} = 10, -15$  и  $-40$  °С.

За счет изменения отбора теплоты нагреваемой в котле сетевой воды температура поступающего в горелки воздуха составила  $5 \div 13$  °С. Температуры сетевой воды на входе в котел и выходе из него соответственно равны  $70$  и  $95$  °С. Для всех режимов потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива  $q_3 = 0,1$  %. Результаты вариантных расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты тепловых расчетов исходного варианта котла КВа-1,74 ГМ, работающего под наддувом

Наименование характеристики	Температура наружного воздуха, °С								
	10			-15			-40		
Расход воды через котел, т/ч	50	60	70	50	60	70	50	60	70
Тепловая мощность котла, МВт	1,45	1,74	2,03	1,45	1,74	2,03	1,45	1,74	2,03
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла $q_5$ , %	2,4	2,0	1,71	2,4	2,0	1,71	2,4	2,0	1,71
Температура уходящих газов $t_{гк}$ , °С	215	247	274	218	250	277	220	252	279

Продолжение табл. 2

Наименование характеристики	Температура наружного воздуха, °С								
	10			-15			-40		
Потеря теплоты с уходящими газами $q_2$ , %	9,61	11,15	12,53	10,75	12,29	13,6	11,84	13,4	14,68
КПД котла (брутто) $\eta_k$ , %	87,7	86,75	85,61	86,5	85,61	84,6	85,66	84,53	83,53
Расход топлива, $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^3$	52,9	64,8	76,5	53,6	65,6	77,3	54,7	66,5	78,5
Температура газов на выходе из топки $\vartheta_m''$ , °С	951	1022	1085	954	1026	1085	958	1030	1091
Тепловое напряжение топочного объема $q_v$ , $\text{кВт}/\text{м}^3$	280	345	409	285	349	413	291	354	419

Исходя из допустимого значения теплового напряжения топочного объема  $q_v = 400 \text{ кВт}/\text{м}^3$ , согласно расчетным данным (см. табл. 2), габариты топочной камеры являются достаточными лишь для обеспечения тепловой мощности  $Q_k = 1,74 \text{ МВт}$  при расходе воды через котел  $D = 60 \text{ т/ч}$ .

В исследуемом диапазоне изменения расхода воды через котел  $50 \div 70 \text{ т/ч}$  температура газов на выходе из топки  $\vartheta_m''$  находилась в пределах  $958 \div 1091 \text{ °С}$ , что является нормальным по условию эффективности радиационного теплообмена в топочной камере (рис. 2).

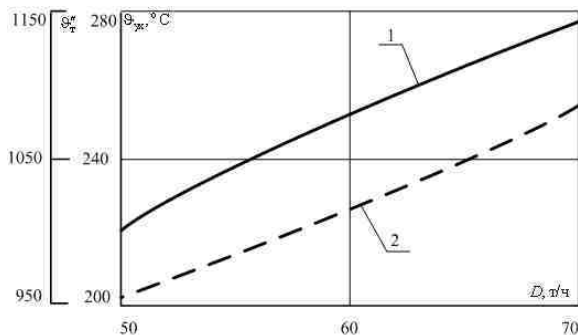


Рис. 2. Изменение температуры уходящих газов (1) и температуры газов на выходе из топочной камеры (2) в зависимости от расхода воды через котел (исходный вариант) при температуре наружного воздуха  $t_{нар} = -40 \text{ °С}$

С увеличением расхода воды температура уходящих газов возрастает от  $220$  до  $279 \text{ °С}$ , что существенно превышает экономически целесообразные значения [7,8]. При этом за счет увеличения потери теплоты  $q_2$  в пределах  $9 \div 15 \%$  КПД котла (брутто) существенно снижается, особенно с понижением температуры наружного воздуха  $t_{нар}$ . Если при  $t_{нар} = 10 \text{ °С}$

с увеличением расхода воды от 50 до 70 т/ч КПД снижается в пределах  $85,5 \div 87,8 \%$ , то при  $t_{нар} = -40^\circ\text{C}$  эти значения дополнительно уменьшаются примерно на 2 % (рис. 3). В случае сжигания природного газа указанные значения считаются неудовлетворительными, что соответственно влечет за собой перерасход топлива.

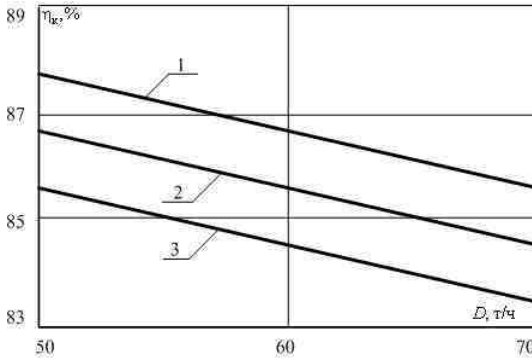


Рис. 3. Изменение КПД исходного варианта котла в зависимости от расхода воды через него и температуры наружного воздуха: 1 —  $10^\circ\text{C}$ ; 2 —  $-15^\circ\text{C}$ ; 3 —  $-40^\circ\text{C}$

Согласно рис. 4 с увеличением расхода воды в пределах  $50 \div 70$  т/ч, когда при  $t_{нар} = -40^\circ\text{C}$  требуемый расход топлива  $B$  увеличивается от 0,0547 до 0,0786  $\text{м}^3/\text{с}$ , пропорционально повышается возможная тепловая мощность котла до  $Q_k = 2,03$  МВт (рис. 4).

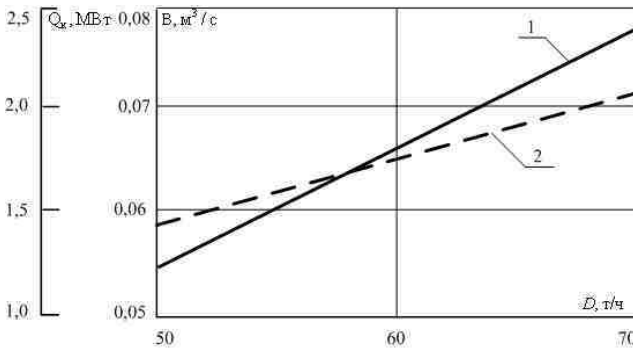


Рис. 4. Изменение расхода топлива (1) и тепловой мощности исходного варианта котла (2) в зависимости от расхода воды через него при температуре наружного воздуха  $t_{нар} = -40^\circ\text{C}$

Для весенне-осеннего периода работы ( $t_{нар} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) снижение расхода топлива составляет примерно  $0,002\text{ м}^3/\text{с}$ . Несмотря на прогрессивность рассмотренной компоновки котла (рис. 1), низкие эксплуатационные показатели требуют некоторых конструктивных дополнений.

Для поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$ , прежде всего, зависит от скорости и характера омывания труб продуктами сгорания. В условиях исследуемой обстановки для труб диаметром 159 мм при неизменных температурах и скоростях газов в случае продольного омывания теплоносителем труб значения  $\alpha_k$  в  $1,5 \div 2,0$  раза ниже, чем при поперечном (рис. 5). С учетом лучистого теплообмена коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы  $\alpha_1$  соответственно снижается на  $25 \div 35\%$ .

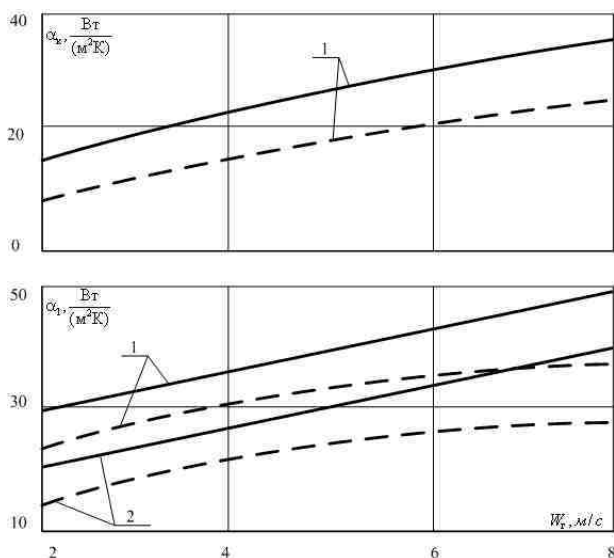


Рис. 5. Изменение коэффициентов теплоотдачи конвекцией и теплоотдачи от газов к стенке трубы наружным диаметром 159 мм в зависимости от скорости и температуры газового потока:  
1 –  $t_g = 590\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; 2 –  $t_g = 280\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

————— – поперечное омывание при коридорной компоновке труб;  
----- – продольное омывание

Поэтому для снижения температуры уходящих газов целесообразна дополнительная интенсификация теплообмена в конвективных поверхностях нагрева. Это возможно в результате модернизации исходной конструкции энергоустановки.

Целесообразным является:

- повышение площади поверхностей нагрева в горизонтальном газоходе котла в пределах существующих габаритов;
- уменьшение живого сечения для прохода газов в горизонтальном и вертикальном газоходах;
- размещение дополнительного экрана в газоходе за топкой с поперечным омыванием труб газами;
- изменение характера омывания труб газами для повышения коэффициента тепловой эффективности поверхностей нагрева.

Улучшение эксплуатационных показателей работы котла может быть достигнуто дополнительно привариваемыми парами ребер к трубам экранов в горизонтальном газоходе (рис. 6). По длине труб ребра размером 40×40 мм (обрезки полос шириной 40 мм) размещаются в шахматном порядке с шагом примерно 500 мм. Такое расположение ребер не только снижает среднее живое сечение для прихода газов, но и обеспечивает зигзагообразное омывание труб газами, характер которого является средним между продольным и поперечным.

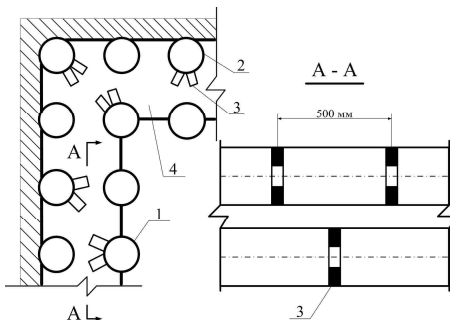


Рис. 6. Фрагмент верхней части модернизированного варианта горизонтального газохода котла:

- 1 – экраны топочной камеры; 2 – экраны, ограничивающие газоход котла;
- 3 – приваренные к трубам ребра; 4 – горизонтальный (кольцевой) газоход котла

Предлагается разместить дополнительный экран в виде фестона в вертикальном газоходе за топочной камерой при поперечном омывании труб газами. Для достижения нужных скоростей ( $W_2 = 6 \div 8$  м/с) в зазоры между трубами локально устанавливается необходимое количество вставок из полос шириной 40 мм.

Повышение поверхностей нагрева достигается за счет ребер, привариваемых к трубам заднего топочного экрана и фестона (рис. 7). Улучшение конвективного тепловосприятия достигается за счет снижения



шага между экранами с 320 до 280 мм. Результаты теплового расчета модернизированного варианта котла КВа-1,74 ГМ представлены в табл. 3.

**Таблица 3. Результаты тепловых расчетов модифицированного варианта котла – КВа-1,74 ГМ, работающего под наддувом**

Наименование характеристики	Температура наружного воздуха, °С								
	10			-15			-40		
Расход воды через котел, т/ч	50	60	70	50	60	70	50	60	70
Теплопроизводительность котла, МВт	1,45	1,74	2,03	1,45	1,74	2,03	1,45	1,74	2,03
Потеря теплоты от наружного охлаждения котла $q_5$ , %	2,4	2,0	1,71	2,4	2,0	1,71	2,4	2,0	1,71
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$ , °С	119	133	145	123	137	149	125	139	154
Потеря теплоты с уходящими газами $q_2$ , %	5,61	5,96	6,66	6,25	6,98	7,62	7,32	7,99	8,58
КПД котла (брутто) $\eta_k$ , %	92,3	91,9	91,5	91,3	90,9	90,6	90,2	89,9	89,6
Расход топлива, $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	50,1	61,1	71	51	61,9	73,6	52,4	63,1	73,9
Температура газов на выходе из топki $\vartheta_m''$ , °С	960	996	1054	964	991	1056	967	995	1061
Тепловое напряжение топочного объема $q_v$ , кВт/м <sup>3</sup>	268	326	381	271	329	383	277	333	396

Ввиду незначительного изменения условий тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева температура газов на выходе из топki  $\vartheta_m''$  мало отличается от значений исходного варианта (см. рис. 2) и при  $t_{\text{нар}} = -40$  °С составляют  $967 \div 1061$  °С (рис. 8).

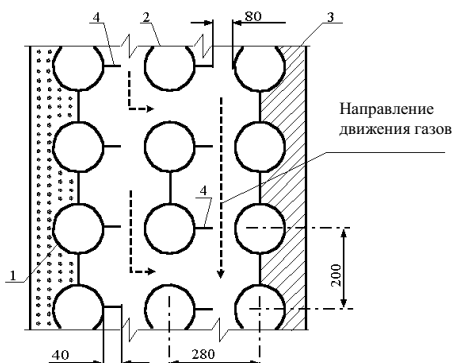


Рис. 7. Фрагмент верхней части вертикального газохода модернизированного варианта котла: 1 – задний экран топочной камеры; 2 – дополнительный (промежуточный) экран в виде фестона; 3 – задний экран котла; 4 – приваренные к трубам пластины

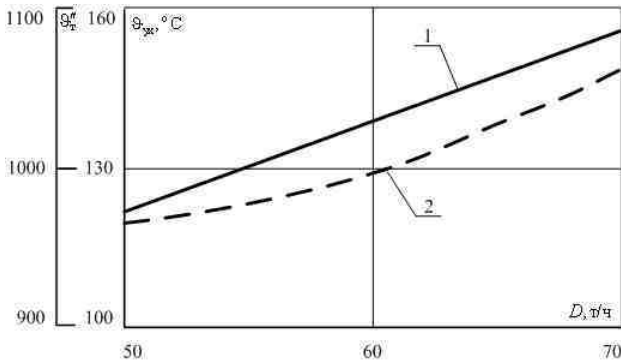


Рис. 8. Изменение температуры уходящих газов (1) и температуры газов на выходе из топочной камеры (2) в зависимости от расхода воды через модернизированный вариант котла при температуре наружного воздуха  $t_{нар} = -40$  °C

С увеличением расхода воды в пределах  $D = 50 \div 70$  т/ч температура уходящих газов  $t_{гк}$  возрастает от 125 до 154 °C, что нормально по эффективности использования располагаемой теплоты топлива [7, 8]. Приведенные значения на  $95 \div 115$  °C ниже значений, характерных для исходного варианта котла.

Сравнительный анализ изменения тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева представлен в табл. 4. Несмотря на снижение значений живых сечений для прохода газов на  $7 \div 13$  %, средние скорости газов в конвективных газоходах меняются незначительно ввиду существенного понижения температуры теплоносителя. При этом за счет модернизации в горизонтальном газоходе температура за ним снижается на  $63$  °C, а за счет установки дополнительного (промежуточного) экрана температура газов снижается еще на  $52$  °C.

Таблица 4. Сравнение условий тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева при  $D = 60$  т/ч и  $t_{нар} = -40$  °C

Наименование характеристики	Варианты	
	исходный	модернизированный
Площадь суммарной конвективной поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	94,9	112,7
Живое сечение для прохода газов, м <sup>2</sup> :		
- для горизонтального газохода	0,85	0,79
- для вертикального газохода	0,69	0,48
Средняя скорость газов, м/с:		
- в горизонтальном газоходе	2,5	2,5
- в вертикальном газоходе	2,05	2,3

Продолжение табл. 4

Наименование характеристики	Варианты	
	исходный	модернизированный
-через дополнительный экран	–	7,1
Снижение температуры газов, °С		
-в горизонтальном газоходе	514	577
-в пределах промежуточного экрана	–	52
-в вертикальном газоходе	20	36
Температура уходящих газов	252	139
Конвективное тепловосприятие, кДж/(м <sup>3</sup> ·10 <sup>2</sup> )		
-экраны горизонтального газохода	79,9	88,8
-экраны вертикального газохода	7,3	5,24
-промежуточный экран	–	7,45

Сокращение расстояния между экранами на 40 мм обеспечивает дополнительное снижение температуры газов в вертикальном газоходе на 16 °С. При пониженных температурных напорах в газоходах суммарное тепловосприятие конвективных поверхностей растет за счет увеличения площади поверхностей нагрева в условиях установки дополнительного экрана (фестона) и повышенном значении коэффициента теплопередачи (31,5 Вт/(м<sup>2</sup> К)) при скорости газов  $W_2 = 7,1$  м/с.

Из-за снижения потери теплоты  $q_2$  на 3 ÷ 7 % заметно повышается КПД (брутто). Если при температуре наружного воздуха  $t_{нар} = -40$  °С эти значения составляют  $\eta_k = 89,6 \div 90,3$  %, то при  $t_{нар} = 10$  °С они достигают 91,5 ÷ 92,3 % (рис. 9), что считается хорошим показателем для котлов малой мощности [4].

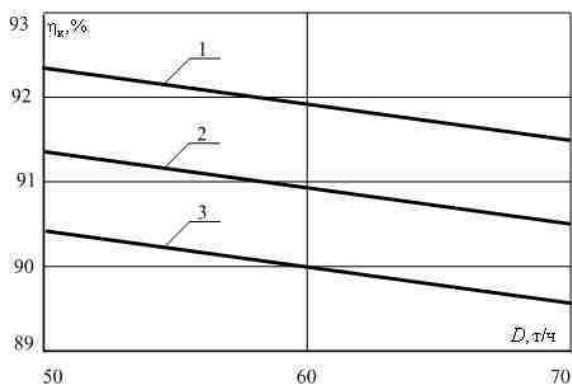


Рис. 9. Изменение КПД модернизированного варианта котла в зависимости от расхода воды через него и температуры наружного воздуха:  
1 – 10 °С; 2 – –15 °С; 3 – –40 °С

Оперативная оценка значения КПД (брутто) модернизированного варианта котла при изменении расхода воды  $D$  и температуры наружного воздуха  $t_{нар}$  может быть проведена с использованием зависимости, %,

$$\eta_k = 89,61 + 0,038(40 + t_{нар}) + 0,041 \cdot (70 - D)^{0,97}.$$

По данным табл. 3 при всех расходах воды через котел тепловое напряжение топочного объема составляет  $q_v = 268 \div 396$  кВт/м<sup>3</sup>, не превышая допустимого значения.

Поэтому с увеличением расхода воды в пределах  $50 \div 70$  т/ч при  $t_{нар} = -40$  °С требуемый расход топлива возрастает от 0,05 до 0,075 м<sup>3</sup>/с. В случае повышения температуры наружного воздуха в пределах  $-40 \div 10$  °С расход топлива  $B$  снижается на  $0,001 \div 0,004$  м<sup>3</sup>/с.

Для оценки текущих технико-экономических показателей котла установленная расчетами зависимость расхода природного газа от определяющих факторов представляется в виде следующей топливной характеристики, м<sup>3</sup>/с:

$$B = 0,075 - 5 \cdot 10^{-5}(40 + t_{нар}) - 0,0013 \cdot (70 - D)^{0,96}.$$

С учетом допустимого значения  $q_v = 400$  кВт/м<sup>3</sup> тепловая мощность модернизированного варианта котла может быть увеличена до  $Q_k = 2,03$  МВт. Согласно рис. 10 для нагрузок  $1,45 \div 2,03$  МВт тепловая характеристика энергоустановки выражается линейным уравнением, МВт,

$$Q_k = 2,03 - 0,029(70 - D).$$

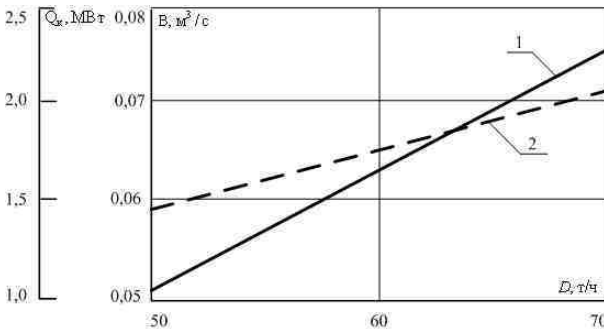


Рис. 10. Изменение расхода топлива (1) и тепловой мощности котла (2) в зависимости от расхода воды через котел (модernизированный вариант) при температуре наружного воздуха  $t_{нар} = -40$  °С

Дальнейшее повышение тепловой мощности нежелательно ввиду увеличения потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива и возможного сажеобразования в горизонтальном кольцевом газоходе, охватывающем топочную камеру.

При  $D = 50$  т/ч, несмотря на низкие температуры уходящих газов ( $100 \div 125$  °С), рекомендовать данный котел к длительной эксплуатации представляется нецелесообразным из-за его повышенной металлоемкости по отношению к тепловой нагрузке котла.

### **Выводы**

1. Рассмотрены особенности конструкции новой модификации котлов ИКЗ, работающих под наддувом. С использованием специально разработанной расчетной модели исследованы условия работы исходного варианта энергоустановки, тепловая мощность которой не может превышать 1,74 МВт.

2. На основании установленных особенностей и недостатков отмечены направления по интенсификации тепловосприятия конвективных поверхностей нагрева с предложением необходимых конструктивных дополнений и увеличения площади поверхности нагрева на 17,8 м<sup>2</sup>.

3. Результатами вариантных расчетов подтверждена правильность принятых технических решений. Использование модернизированного варианта котла позволяет снизить температуру уходящих газов до  $114 \div 154$  °С и повысить КПД до 89,6 ÷ 91,9 %. При этом в случае неизменных габаритов топочной камеры тепловая мощность котла может быть увеличена до 2,03 МВт.

4. Проведенный анализ и полученные математические зависимости позволяют дать на стадии проектирования оперативную оценку показателей работы новых модификаций водогрейных котлов ИКЗ и, кроме того, могут быть использованы для выбора рациональных условий их эксплуатации.

### **Библиографический список**

1. **Мошкарин А.В., Шельгин Б.Л., Зайчиков В.Н.** Анализ режимов работы водогрейных котлов Ижевского котельного завода // Энергосбережение и водоподготовка. – №5. – 2004.
2. **Зайчиков В.Н.** Применение расчетной модели для анализа переменных режимов работы водогрейных котлов ИКЗ // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. – Вып. 7. – М.: Энергоатомиздат, 2004. – С. 10–19.
3. **Пат.** РФ на изобретение № 2228805. Способ очистки внутренней поверхности трубных полостей / Р.И. Рогачев; Опубл. 2004 г. Бюл. №14.
4. **Котлы** малой и средней мощности и топочные устройства: Отраслевой каталог 15-83 / НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ. – М., 1983.

5. Пат. РФ на полезную модель № 43627. Водогрейный котел / В.Н. Зайчиков; Оpubл. 13.08.04.

6. Мошкарин А.В., Шельгин Б.Л., Зайчиков В.Н. Разработка универсальной модели расчета водогрейных котлов Ижевского котельного завода // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. – Вып. 7. – М.: Энергоатомиздат, 2004. – С. 3–10.

7. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973.

8. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. – М.: Энергия, 1994.

УДК 336.645.1

### **Адекватность отдельных форм инвестирования специфике отечественной энергетики**

*А.Н. Попов, канд. экон. наук*

Традиционно электроэнергетика считается стабильной отраслью экономики, в силу чего, на первый взгляд, инвестиционная привлекательность данной сферы в России достаточно высока. Причем рост объемов инвестиций в электроэнергетике может способствовать росту оборотов и в других связанных с ней отраслях (производство энергетического оборудования, строительство, металлургия, газовая промышленность и др.).

С другой стороны, детальный анализ проектов по осуществлению реальных инвестиций в энергетике за счет традиционных заемных средств выявляет сложность (а порой и невозможность) учета в тарифах на тепло- и электроэнергию на уровне региональных отделений ФСТ (ранее – РЭК) затрат по банковским процентам. Нужно учитывать и тот факт, что инвестирование в масштабные проекты, связанное с обновлением материальной базы электроэнергетики, не приносит высоких доходов на вложенные ресурсы.

Увеличение капитала компаний путем эмиссии акций (продажи на открытом рынке) для осуществления инвестиционных проектов также применимо далеко не для всех АО-энерго и компаний, созданных в процессе реформирования, как вследствие неразвитости отечественного фондового рынка, так и ввиду низкой рыночной капитализации (или ее полного отсутствия) при низкой доходности потенциальных эмитентов, высоких рисках, возникающих в процессе реформирования, сложности реализации прав инвесторов в компаниях с преобладающей долей государства и т.п.

Многие ученые-экономисты и практики сегодня, говоря об инвестировании в основной капитал отраслей реального сектора экономики, в качестве наиболее универсального механизма инвестирования рассматривают финансовый лизинг. Например, В.А. Горемыкин рассматривает лизинг «как универсальную ценность, как величайшее достижение человеческого разума...» [1].

Однако попытки использовать данный механизм инвестирования в электроэнергетике выявляют, по нашему мнению, неадекватность применения термина «универсальность» в отношении лизинга.

Поясним изложенную позицию. Если рассматривать термин «универсальный» (от лат. *universalis* – общий, всеобщий), то в теории – это объект всеобъемлющий, разносторонний, пригодный для многих целей с разнообразным назначением, выполняющий разнообразные функции [2]. Лизинг под такое определение не попадает, ибо цель его использования всегда одна – инвестирование в основной капитал с использованием определенных преимуществ совокупности финансово-экономической и правовой технологий (предназначение лизинга разнообразным назвать достаточно сложно – это всегда приобретение или обновление основных фондов, на практике различны лишь объекты и предметы сделки). В соответствии с этим, на наш взгляд, под «принципом универсальности» в экономике должна пониматься возможность использования одного и того же экономического механизма применительно к различным бизнес-процессам. Лизингу же скорее подойдет характеристика «инвестиционный инструмент с широким спектром действия».

Действительно, во многих ситуациях для различных лиц и объектов срабатывают основополагающие принципы лизинга и однотипные механизмы (без существенной модификации). Однако мы считаем, что не стоит абсолютизировать его инвестиционные возможности – лизинг является лишь одним из механизмов инвестирования, наравне с иными, и следует четко понимать, что его преимущества не могут использоваться в любой ситуации.

Именно исходя из указанных ограничений лизинг в электроэнергетике не может использоваться для инвестирования в основное оборудование (котлоагрегаты, турбогенераторы, трубопроводы, насосы и т.п.) по вполне объективным причинам, в числе которых можно назвать:

- длительный срок освоения инвестиций, сводящий на нет оперативность обновления основного капитала за счет лизинга, а также существенно снижающий скорость оборота вложенного капитала и возврата инвестиций (последнее в условиях государственного регулирования тарифов не может быть полностью компенсировано даже за счет роста ли-

зинговых платежей). Сюда же можно причислить сложность учета в тарифах ускоренной амортизации, за счет которой возникают многие налоговые и финансовые выгоды;

- фактическую (физическую) невозможность изъятия предмета лизинга у недобросовестного лизингополучателя. Теоретически турбогенератор возможно демонтировать и установить на другой электростанции, но при этом возникнут существенные затраты (которые нивелируют выгоду от смены неэффективного пользователя), тем более что для этого придется скорее всего или строить новый энергоблок со сходными техническими характеристиками на действующем предприятии, или возводить новое. Таким образом, в случае неудачной реализации проекта в каком-либо регионе (которая в свою очередь чрезмерно подвержена влиянию макроэкономических факторов) перенести его в другое место будет практически невозможно;

- затруднительность (в качестве меры по воздействию на недобросовестного лизингополучателя) приостановления использования предмета лизинга (особенно, если предмет лизинга – ТЭЦ, работающая в теплофикационном режиме, останов которой часто невозможен по социальным и политическим причинам); более того, подобный перерыв в использовании должен сопровождаться консервацией объекта, которая вызовет дополнительные весьма значительные издержки (их можно смело отнести к транзакционным). Таким образом, лизингодатель фактически сохраняет лишь титульное, но не фактическое право собственности на объект инвестиций;

- низкую ликвидность оборудования (ибо оно узкоспециализированное, не подлежит перепрофилированию) при высокой балансовой стоимости;

- монтаж конструкций, которые могут представлять экономическую ценность лишь как смонтированное единое целое. Следовательно, отпадает возможность револьверного (возобновляемого) лизинга;

- риск невозможности реализации титульного права собственности со стороны лизингодателя, который во многом зависит от политических решений и внутрикорпоративных норм государственных монополий.

В результате, даже при заключении лизингового договора в энергетике, предусматривающего монтаж основного оборудования, такая операция неминуемо трансформируется по своей экономической сути в нечто иное (например, в строительство объекта за счет средств инвестора с рассрочкой платежа, в заем). В таких условиях лизингодатель практически не снижает свои финансовые и коммерческие риски по сравнению с традиционным кредитом.



Иллюстрацией ограниченности применения лизинга (в силу аналогичных причин) является нефтегазовая, горнодобывающая промышленность, металлургия и т.п.

Отметим, что в перечисленных отраслях лизинг теряет свои классические преимущества как для лизингополучателя, так и для лизингодателя. Не случайно наиболее специфическим для лизинговой деятельности считается риск, связанный с реализацией лизингового имущества после расторжения договора лизинга. Стоимость бывшего в употреблении оборудования всегда меньше, чем нового; поэтому при его продаже могут возникнуть дополнительные убытки. Кроме того, лизинговая компания несет затраты, связанные с поиском нового потребителя этого имущества (покупателя или нового лизингополучателя). Дополнительные риски при реализации предмета лизинга после расторжения договора возникают, если предмет лизинга – сложное и уникальное оборудование или оборудование, демонтаж которого затруднен. Нередки случаи, когда лизинговая компания несет убытки в связи с необходимостью внесения предоплаты за сложное оборудование, разрабатываемое специально под заказ и невостребованное в дальнейшем в связи с отказом в заключении договора лизинга [3].

Отметим, что перечисленных недостатков лишен лизинг основных средств, которые могут эксплуатироваться без монтажа, с минимальным набором монтажно-установочных работ либо могут без ущерба для дальнейшей эксплуатации исключаться из сочлененного комплекса объектов. На практике это отразилось в явном ускорении темпов роста объемов лизинга в 2004 г. в автотранспорте, строительстве, связи, в лизинге промышленного оборудования с существенным отставанием в иных отраслях [4].

Таким образом, лизинг – механизм инвестирования, реализующий все свои преимущества только в отдельных отраслях экономики. Электроэнергетика же требует особых (учитывающих специфику отрасли) механизмов инвестирования, включающих долевое участие в проектах и совместное ведение бизнеса.

#### **Библиографический список**

1. **Горемыкин В.А.** Лизинг: Учеб. – М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К», 2003. – 944 с.
2. **Современный** словарь иностранных слов. – СПб.: Дуэт, 1994. – 752 с.
3. **Газман В., Кабатова Е.** Лизинг в России // Хозяйство и право. – 2002. – №2 (приложение).
4. **Юшкова Е.** Лизинг ускоряется // Финансы. – 2004. – №34. – С. 36–40.