

УДК 536.242.08

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ТЕМПЕРАТУРНОЙ
НАДЕЖНОСТИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ**

Докт. техн. наук **КЕЛБАЛИЕВ Р. Ф.**, инж. **РАГИМОВ Ф. А.**

*АзНИИИИ энергетики,
Азербайджанская государственная нефтяная академия*

В современных условиях основная часть электроэнергии вырабатывается на тепловых электрических станциях. Одна из актуальных проблем при производстве электроэнергии – повышение коэффициента полезного действия ТЭС и уменьшение расхода топлива. Кардинальным средством повышения КПД ТЭС является увеличение начальных параметров пара, поступающего в турбину. В указанных условиях увеличивается термический КПД турбинной установки, соответственно повышается КПД ТЭС и уменьшается расход топлива на выработку электроэнергии.

Значительное влияние начальных и конечных параметров пара на удельную выработку электроэнергии отмечалось неоднократно. Так, из расчета экономической эффективности, проведенного в [1] для энергоблока К-800-240, видно, что удельный расход теплоты снижается при повы-

шении давления и температуры свежего пара. С ростом давления свежего пара повышается давление и в нерегулируемых отборах турбины, увеличивается регенеративный подогрев питательной воды, что оценивается как экономия теплоты. При этом в таких энергоблоках с турбиной К-800-240 расход топлива уменьшается.

С учетом результатов экономической эффективности при повышении параметров пара в европейских странах были созданы и эксплуатируются энергоблоки на «суперкритических» параметрах пара [2]. В таких энергоблоках КПД составляет 47–53 %.

Эксплуатация энергоблоков на сверхкритических параметрах, а также переход на «суперкритические» параметры с экономической точки зрения оправданы, так как наблюдаются значительное повышение КПД энергоблока и уменьшение удельного расхода топлива на выработку электроэнергии. Существует также ряд методов повышения экономичности работы ТЭС. Например, сокращение расхода пропуска пара в конденсатор приводит к уменьшению потерь теплоты в конденсаторе, потерь с выходной скоростью и увеличению вакуума, что тоже вызывает уменьшение расхода теплоты. В итоге снижается удельный расход теплоты, а значит, и топлива. К этому следовало бы добавить эффект от уменьшения влажности пара и износа рабочих лопаток последних ступеней турбины.

Увеличение коэффициента теплоотдачи по различным методам интенсификации теплообмена положительно влияет на экономичность и температурную надежность энергетического оборудования [3, 4]. Экспериментальные исследования по интенсификации теплообмена позволяют сделать следующие заключения [4, 5]:

1. В однофазном потоке при интенсификации процесса теплообмена коэффициент теплоотдачи увеличивается в 1,5–2,0 раза. В связи с этим при одинаковых режимных параметрах значение температуры жидкости в турбулизирующих трубах выше, чем в гладких. А это создает условия для уменьшения расхода топлива на ТЭС.

2. В процессе кипения жидкости в турбулизирующих трубах коэффициент теплоотдачи увеличивается, кризис теплоотдачи и соответственно значение критического теплового потока увеличиваются приблизительно в два раза по сравнению с гладкой трубой, что позволяет эксплуатировать парогенератор без скачкообразного повышения температуры парообразующих поверхностей.

3. При сверхкритических давлениях (СКД) жидкости ухудшенный режим теплоотдачи, сопровождаемый возрастанием температуры стенки в турбулизирующих трубах, наступает при больших значениях теплового потока по сравнению с гладкой, что также благоприятно влияет на эффективность и температурную надежность парогенераторов.

Применение змеевиковой конструкции в аппаратах ТЭС, в том числе в парогенераторе, является перспективным, так как в них процесс теплообмена происходит более интенсивно, чем в прямых трубах. Аппараты со змеевиковой конструкцией компактны, экономически выгодны и надежны по температурному режиму металла.

Однако применение названных методов на ТЭС требует определения температуры металла с целью надежности работы теплообменных поверх-

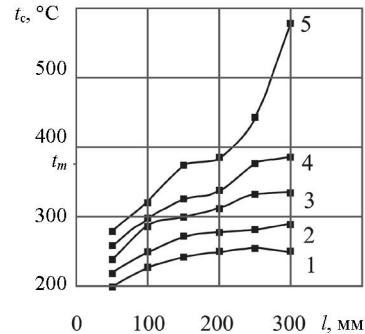
ностей аппаратов. Иначе говоря, необходимо экспериментальное исследование температуры металла при различных условиях и режимных параметрах. На ТЭС тепловая напряженность и соответственно изменение температуры стенки в основном наблюдаются на теплообменных поверхностях парогенератора, поэтому ниже приводим результаты экспериментального исследования процесса теплообмена и температурного режима стенки при различном движении воды, соответствующем условиям работы парогенератора. Кроме этого, исследуется температурный режим металла, соответствующий условиям работы других теплообменных аппаратов ТЭС.

Опыты проводились на экспериментальной установке, представляющей собой циркуляционный контур, изготовленный из нержавеющей стали марки 1X18H10T. Схемы экспериментальной установки и участков, а также методика измерения отдельных величин и проведения опытов приведены в [4, 5].

На рис. 1 представлены графики зависимости $t_c = f(x/d)$ в вертикальной трубе, из которого видно, что при $t_c < 300$ °С изменение температуры стенки по длине трубы соответствует нормальному режиму теплоотдачи (кривые 1–3). При приближении температуры стенки (с увеличением теплового потока при постоянных режимных параметрах) к t_m воды наблюдается некоторая интенсификация теплообмена (конечная часть кривой 4 и средняя часть кривой 5). Повышение теплового потока при $t_c > t_m$ приводит к увеличению температуры стенки (конечная часть кривой 5). С дальнейшим ростом теплового потока наступает такой режим, при котором температура стенки возрастает по всей длине трубы, что соответствует ухудшенному режиму теплоотдачи.

Рис. 1. Изменение температуры стенки по длине трубы в опытах с водой при $p = 24$ МПа; $t_{ж}^{вх} = 20$ °С; $\rho u = 642$ кг/(м²·с); $d_в/d_н = 6,0/8,0$ мм; $q \cdot 10^{-5}$ Вт/м²: 1 – 5,4;

2 – 6,5; 3 – 8,8; 4 – 11,5; 5 – 15



В ТЭС вода предварительно нагревается. Теплоотдача при СКД нагретой воды была исследована в [6–10], где отмечается возможность ухудшения теплоотдачи в указанных условиях.

В околокритическом состоянии сильно изменяются теплофизические свойства жидкости, влияющие на изменение структуры потока и интенсивность теплоотдачи. Этот эффект особенно заметен при движении теплоносителя в трубе при условии, если температура стенки превышает псевдокритическую, а температура жидкости меньше ее, т. е. $t_{ж} < t_m < t_c$. В таких случаях по сечению потока между осью и стенкой трубы имеется слой с резким изменением теплофизических свойств жидкости, в котором

теплоемкость достигает наибольшего значения, а плотность – наименьшего. Для удобства назовем его слоем большой теплоемкости (СБТ).

В процессах изменения интенсивности теплообмена основную роль играет местонахождение СБТ по сечению потока, которое в свою очередь зависит от значения теплового потока, массовой скорости, энтальпии жидкости и величины $q/\rho u$. В процессе нагревания слой жидкости СБТ сначала образуется у стенки, а затем с увеличением теплового потока (при постоянных режимных параметрах) перемещается к оси трубы. Описанный характер течения изменяет интенсивность теплообмена, так как СБТ является одновременно слоем меньшей плотности и большой скорости (ускорение потока).

Значительные изменения плотности в околоскритическом состоянии жидкости способствуют возникновению свободной конвекции в потоке, влияние которой на интенсивность теплоотдачи зависит от положения теплоотдающей поверхности в пространстве. В вертикальной трубе направления вынужденной и свободной конвекций совпадают или противоположны, а в горизонтальной трубе – перпендикулярны.

Переменность теплофизических свойств жидкости по сечению и длине потока в околоскритической области способствует изменению соотношений сил, осуществляющих движение жидкости. Вследствие этих факторов возникают свободная конвекция, ускорение потока и другие эффекты, влияние которых на характер течения и изменение структуры потока проявляется по-разному в зависимости от условий протекания процесса.

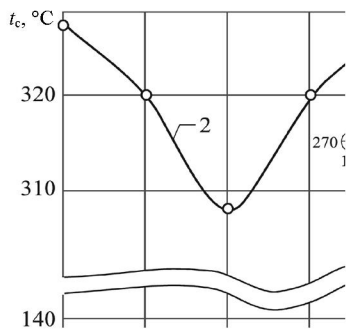


Рис. 2. Изменение температуры стенки по периметру прямой трубы $q \cdot 10^{-5}$ Вт/м²: 1 – 4,5; 2 – 11

следствие – изменяется интенсивность теплообмена по периметру и длине трубы.

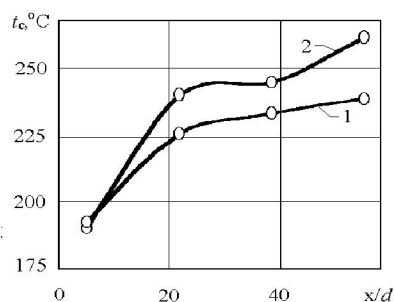


Рис. 3. Изменение температуры стенки по длине трубы при СКД воды $p = 26$ МПа; $\rho u = 941,5$ кг/(м²·с); $t_{ж}^{BX} = 76$ °C; $q = 7,5 \cdot 10^5$ Вт/м²: 1 – нижняя образующая; 2 – верхняя

В горизонтально расположенной трубе при низких параметрах теплофизические свойства жидкости изменяются незначительно, поэтому в потоке термогравитационные силы не возникают, и по периметру трубы коэффициент теплоотдачи имеет одинаковые значения. Соответственно температура стенки распределяется равномерно по сечению трубы (рис. 2, кривая 1). С увеличением теплового потока и температуры стенки возникает свободная конвекция, направленная перпендикулярно к оси трубы. Взаимодействие свободной и вынужденной конвекций приводит к сложному течению жидкости вдоль оси трубы, и как

Опыты с водой показывают, что при СКД и турбулентном режиме движения ($t_c > 200$ °C) наблюдается неравномерное распределение температуры стенки по периметру горизонтальных труб

(рис. 2, кривая 2). В таких опытах наименьшее значение температуры стенки имеет место на нижних образующих, а наибольшее – на верхних. Разница между температурами верхней и нижней образующих по длине трубы хорошо иллюстрируется на графике зависимости $t_c = f(x/d)$ (рис. 3). Из этого графика следует, что в начальной части трубы разница между температурами верхней и нижней образующих незначительна, а при $x/d > 20$ разница температур возрастает. Причем с увеличением теплового потока и уменьшением массовой скорости разница температур между верхней и нижней образующими возрастает. Следовательно, при нормальном режиме теплоотдачи целесообразно считать этот эффект величиной $q/\rho u$ [11]. Изменение температуры стенки не всегда удается описать уравнениями конвективного теплообмена, дополненного факторами, учитывающими влияние свободной конвекции. Удобным для инженерных расчетов является дополнение на основании экспериментальных данных к уравнению конвективного теплообмена величины $q/\rho u$.

В горизонтально расположенной трубе при нормальном режиме конвективного теплообмена для расчета теплоотдачи получено уравнение

$$\text{Nu}_{ж,d} = 0,021 \text{Re}_{ж,d}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} \frac{1}{A + B \ln X}, \quad (1)$$

где $X = \frac{1}{\text{Re}} \frac{x}{d}$.

Коэффициенты A и B определяются из следующих выражений:

- для верхней образующей:

$$A = 5,20 - 1,93(q \cdot 10^{-3}/\rho u); \quad (2)$$

$$B = 0,41 - 0,17(q \cdot 10^{-3}/\rho u); \quad (3)$$

- для нижней образующей:

$$A = 4 - 0,90(q \cdot 10^{-3}/\rho u); \quad (4)$$

$$B = 0,3 - 0,07(q \cdot 10^{-3}/\rho u). \quad (5)$$

Надежность работы аппаратов, работающих при СКД вещества, зависит от интенсивности охлаждения высокотемпературных поверхностей. По этой причине нормальный и улучшенный режимы теплоотдачи при СКД вещества благоприятны для надежной работы аппаратов. Однако при определенных сочетаниях режимных параметров может возникать ухудшенный режим теплоотдачи, что повлечет за собой увеличение температуры стенки и ее разрушение. Поэтому при проектировании и эксплуатации теплообменных аппаратов важно знать условия возникновения ухудшенного режима теплоотдачи.

Ухудшение теплоотдачи наступает при определенных сочетаниях тепловых и гидродинамических параметров, что может быть определено безразмерной величиной [12], характеризующей структуру потока. Эта вели-

чина представляет собой отношение двух скоростей теплового и гидродинамического режимов

$$K_1 = \frac{\rho_c W_{\text{пр}}}{\rho_{\text{ж}} u}, \quad (6)$$

где $W_{\text{пр}} = \frac{q}{\rho_c \Delta t C_p}$ – приведенная скорость; $\bar{C}_p = \frac{h_c - h_{\text{ж}}}{t_c - t_{\text{ж}}}$ – средняя теплоемкость.

В данном безразмерном комплексе в качестве теплового параметра используется $\rho_c W_{\text{пр}}$, а в качестве гидродинамического параметра $\rho_{\text{ж}} u$. Обработка экспериментальных данных по теплоотдаче различных жидкостей показывает, что график зависимости K_1 от приведенной температуры $T_{\text{пр}} = q/\rho u C_{p,\text{ж}}$ состоит из двух частей: нормальный режим теплоотдачи имеет вертикальный наклон, а ухудшенный – горизонтальный (рис. 4а). По указанному графику можно определить значение $T_{\text{пр}}$, а значит, и тепловой поток q , соответствующий началу возникновения ухудшенного режима теплоотдачи. Однако в инженерных расчетах начало наступления ухудшенного режима желательно определять по значениям $q/\rho u$ и энтальпии потока. При этом экспериментальные данные по теплоотдаче обрабатываются также в виде зависимости $K_1 = f(K_2)$, где $K_2 = \frac{q}{\rho u \Delta h_m}$ – безразмерный комплекс, характеризующий интенсивность теплоотдачи. Здесь $\Delta h_m = h_m - h_{\text{ж}}$.

График зависимости $K_1 = f(K_2)$ представлен на рис. 4б, для воды он показывает, что нормальный режим теплоотдачи имеет вертикальный, а ухудшенный – горизонтальный наклоны. Точка пересечения кривых определяет значение $K_2^{\text{тр}}$, при котором наступает ухудшенный режим теплоотдачи. Для расчета $K_2^{\text{тр}}$ получено эмпирическое уравнение

$$K_2^{\text{тр}} = \left(0,0032 - 0,0019 \frac{p}{p_{\text{кр}}} \right) \exp \left[\left(1,21 - 0,556 \frac{p}{p_{\text{кр}}} \right) \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{ж}} u} \right]. \quad (7)$$

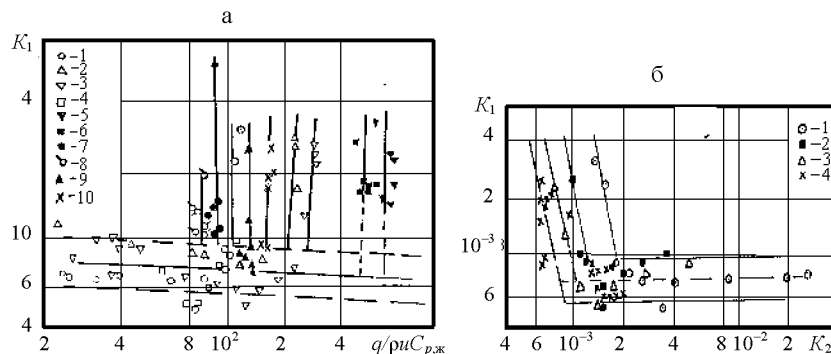


Рис. 4. Изменение зависимостей по длине вертикальной трубы для различных жидкостей: а – зависимость $K_1 = f(T_{\text{пр}})$: 1 – для воды $p = 22,6$ МПа, $q/\rho u = 0,650$ кДж/кг [8]; 2 – для воды $p = 24$ МПа, $q/\rho u = 0,577$ кДж/кг [7]; 3 – для воды $p = 24,5$ МПа, $q/\rho u = 0,958$ кДж/кг [7];

4 – для двуокиси углерода $p = 9,8$ МПа, $q/\rho u = 0,370-0,450$ кДж/кг [11]; 5 – для толуола $p = 4,5$ МПа, $q/\rho u = 0,090$ кДж/кг [12]; 6 – для толуола $p = 4,5$ МПа, $q/\rho u = 0,112-0,119$ кДж/кг [12]; 7 – для толуола $p = 4,5$ МПа, $q/\rho u = 0,28-0,29$ кДж/кг; 8 – для толуола $p = 4,5$ МПа, $q/\rho u = 0,32-0,33$ кДж/кг; 9 – для толуола $p = 4,5$ МПа, $q/\rho u = 0,396$ кДж/кг; 10 – для толуола $p = 5,5$ МПа, $q/\rho u = 0,510-0,560$ кДж/кг; б – зависимость $K_1 = f(K_2)$ для воды: 1 – $p/p_{кр} = 1,02$, $\rho u = 430$ кг/(м²·с) [8]; 3 – $p/p_{кр} = 1,1$, $\rho u = 595$ кг/(м²·с) [7]; 2 – $p/p_{кр} = 1,1$, $\rho u = 449$ кг/(м²·с) [8];

$$4 - p/p_{кр} = 1,2, \rho u = 493 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)} [6]$$

Зная $K_2^{тр}$, можно определить значение энтальпии потока $h_{ж}^{тр}$, при котором наступает ухудшенный режим теплоотдачи:

$$h_{ж}^{тр} = h_M - \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho_{ж} u}{K_2^{тр}}. \quad (8)$$

Приведенные выше данные свидетельствуют о том, что для осуществления надежного температурного режима работы высоконапряженной теплообменной поверхности аппаратов необходима интенсификация теплоотдачи.

На рис. 5 приведены сравнительные графики изменения температуры стенки для гладких и искусственно турбулизированных (профилированных) труб в опытах с водой при СКД. Из рис. 5 следует, что с увеличением значения величины q/cu разница между температурами стенок гладкой и профилированной труб возрастает. Температура металла профилированной трубы всегда меньше, чем гладкой. Полученные результаты свидетельствуют о том, что при больших тепловых напряжениях температурная надежность металла аппарата может быть обеспечена путем интенсификации теплообмена.

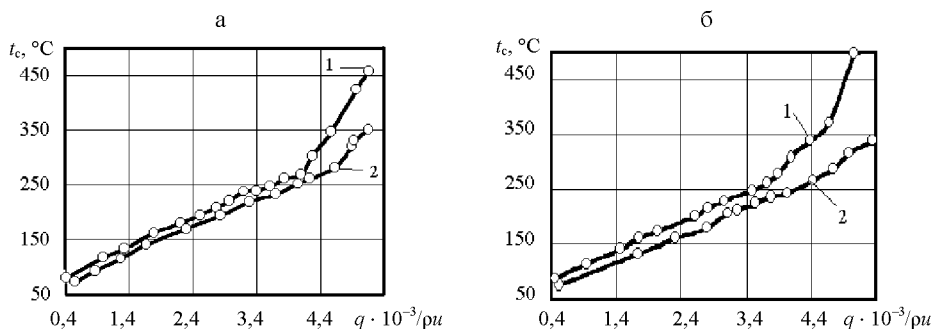


Рис. 5. Изменения температуры стенки для гладкой и профилированной труб: а – при $p/p_{кр} = 1,08$, $x/d = 26,6$; б – при $p/p_{кр} = 1,17$, $x/d = 30$; 1 – гладкая труба; 2 – профилированная

Интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблемы подогрева жидкости до необходимой температуры, охлаждения высоконапряженной поверхности и поддержания необходимой температуры металла, уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов.

ВЫВОДЫ

Рассматриваются методы повышения КПД энергоблока и уменьшения удельного расхода топлива на выработку электроэнергии. Указывается, что интенсификация теплообмена при использовании змеевиковой и искусственно турбулизированной (профилированной) труб положительно влияет на экономичность и температурную надежность энергетического оборудования.

Предлагаются результаты экспериментального исследования температуры металла при различных режимных параметрах. Предложены уравнения для определения условий возникновения ухудшенного режима теплоотдачи.

Обозначения

d – диаметр трубы, мм; l – длина трубы, мм; Nu , Pr , Re – числа Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса; p – давление, МПа; q – тепловой поток, Вт/м²; t – температура, °С; t_m – псевдокритическая температура (температура, соответствующая максимуму теплоемкости при СКД); u – скорость, м/с; x – расстояние от входа трубы, мм; h – энтальпия, кДж/кг; h_m – энтальпия при температуре t_m ; w – массовая скорость, кг/(м²·с); ρ – плотность, кг/м³.

Индексы: гр – граничные значения; ж – жидкость; кр – критическое; с – стенка; в – внутренний; н – наружный; вх – вход.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горшков, А. С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций / А. С. Горшков. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
2. Кяер, С. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Дании / С. Кяер // Электрические станции. – 2002. – № 3. – С. 63–68.
3. Келбалиев, Р. Ф. Повышение эффективности и экономичности паротурбинных электростанций путем интенсификации теплообмена / Р. Ф. Келбалиев // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2005. – № 2. – С. 68–73.
4. Келбалиев, Р. Ф. Интенсификация теплообмена при сверхкритических давлениях воды / Р. Ф. Келбалиев, Т. Ф. Джабраилов // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Труды XV школы-семинара молодых ученых и специалистов. – М.: Из-во МЭИ, 2005. – Т. 1. – С. 340–342.
5. Келбалиев, Р. Ф. Теплообмен в трубах с периодическим уменьшением сечения при сверхкритических параметрах состояния / Р. Ф. Келбалиев, Т. Ф. Джабраилов // Теплофизика и аэромеханика. – 2006. – Т. 13, № 4. – С. 603–609.
6. Вихрев, Ю. В. Исследование теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях / Ю. В. Вихрев, Ю. Д. Барулин, А. С. Коньков // Теплоэнергетика. – 1967. – № 9. – С. 80–82.
7. Шницман, М. Е. Особенности температурного режима в трубах при сверхкритических давлениях / М. Е. Шницман // Теплоэнергетика. – 1968. – № 5. – С. 57–61.
8. Шницман, М. Е. Ухудшенные режимы теплоотдачи при закритических давлениях / М. Е. Шницман // Теплофизики высоких температур. – 1963. – Т. 1, № 2. – С. 267–275.
9. Орнатский, А. П. Парогенераторы сверхкритического давления / А. П. Орнатский, Ю. Г. Дапкiewicz, В. Г. Перков. – Киев: Вища шк., 1980. – 288 с.
10. Локцин, В. А. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / В. А. Локцин, Д. Ф. Петерсон, А. Л. Шварц. – М.: Энергия, 1978. – 255 с.
11. Некотрые результаты экспериментального исследования теплоотдачи к двуокиси углерода сверхкритического давления при температурных напорах до 850 °С / Е. А. Краснощеков [и др.] // Теплофизика высоких температур. – 1971. – Т. 9, № 5. – С. 1018–1084.