

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦИРКСИСТЕМЫ ТОЛЬЯТТИНСКОЙ ТЭЦ НА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ

Инженеры КОЛЕСНИКОВ С. В., ДИКОП В. В., ТОМКИН С. В.,
докт. физ.-мат. наук, проф. КУДИНОВ В. А.

*Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Самарский государственный технический университет»,
ОАО «Самараэнерго»*

Эффективность работы цирксистемы по расходным характеристикам оценивается ее гидравлическим совершенством, от которого зависят не только пропускная способность, но и эксплуатационные расходы и, в частности, затраты электроэнергии на перекачку циркводы. Многие цирксистемы работают значительно ниже своих проектных возможностей, что обусловлено рядом причин. Наиболее характерные из них – ошибки проектирования, засоренность трубопроводов и чаще всего конденсаторов турбин; параллельная работа насосов сильно отличающихся мощностей, повышенное разрежение на всасе насосов (что не позволяет использовать их на полную мощность), повышенное давление циркводы перед конденсаторами и пр. Выявить весь комплекс этих проблем и определить степень влияния каждой из них на эффективность работы можно на модели, в которой цирксистема рассматривается как единое целое и полностью имитируются протекающие гидравлические процессы.

В основе расчета сложных (кольцевых) гидравлических сетей лежат два условия, аналогичные требованиям к расчету электрических сетей [1–3]. Первое условие – сохранение равенства притока и оттока воды в каждом узле (первое правило Кирхгофа)

$$\sum_{v \in v^+(i)} Q_v - \sum_{v \in v^-(i)} Q_v = b_i, \quad (1)$$

где Q_v – величина расхода по участку; v – обозначение участка; i – то же узла; $v^+(i)$ – множество участков, по которым поток поступает в узел; $v^-(i)$ – то же, по которым поток выходит из узла; b_i – величина отбора ($b_i > 0$ – сток; $b_i < 0$ – источник; $b_i = 0$ – промежуточный узел).

Второе условие – равенство нулю потерь напора при обходе каждого кольца (второе правило Кирхгофа)

$$\sum h_i = 0. \quad (2)$$

На основе соотношений (1), (2), используя теорию графов [4], строится система алгебраических нелинейных уравнений, решение которой трудно получить даже при квадратичном законе сопротивления. Поэтому в основе

принятого метода ее решения лежит метод поконтурной увязки перепадов давлений, характеризующийся относительно быстрой сходимостью итераций [4, 5].

Расчетная схема представляется в виде элементов двух типов: элементы–участки и элементы–узлы. К элементам–участкам циркуляционной системы относятся: трубы одного диаметра; насосы; конденсаторы; градирни. Каждый участок характеризуется номером (или именем), длиной и диаметром (для участков – труб), коэффициентом гидравлического сопротивления и другими параметрами.

К элементам–узлам относятся места: разветвления труб; соединения труб различного диаметра; соединений различных элементов–участков. Каждый узел характеризуется: номером (именем); отметкой уровня земли; задаваемым напором или отбором (если они известны заранее) и проч.

В соответствии с описанной методикой была составлена расчетная схема циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ (рис. 1) и определены гидравлические характеристики ее элементов. На схеме рис. 1 не указаны подпитки химочищенной воды, отборы воды на газомаслоохладители и возврат от них, а также отборы воды на другие технологические нужды, которые были учтены в компьютерной модели.

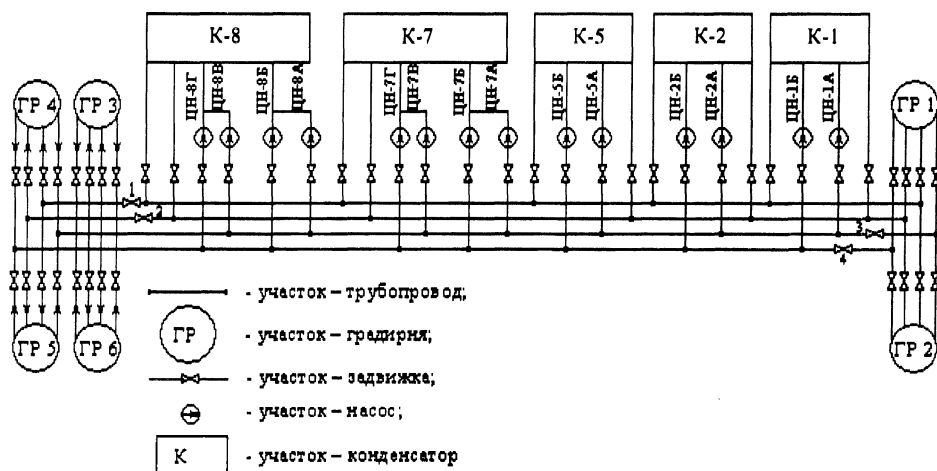


Рис. 1. Схема циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ

Потери напора на участке–трубе определялись по формуле

$$\Delta h = \lambda \mu \frac{l}{d} \frac{W^2}{2g} + \sum \xi \frac{W^2}{2g}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент трения; l, d – длина и внутренний диаметр трубопровода; W – средняя скорость; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке; μ – коэффициент увеличения гидравлического сопротивления, с помощью которого выполняется восстановление реального

гидравлического сопротивления участка по имеющимся экспериментальным значениям расхода и давления.

Участки-насосы в расчетной схеме представлены характеристиками вида

$$H = \mu_0 H_0 - \mu_1 \lambda Q^2, \quad (4)$$

где H_0 – напор, развиваемый насосом при закрытой на входе задвижке ($Q = 0$); Q – подача насоса; λ – паспортное значение гидравлического сопротивления насоса; μ_0, μ_1 – соответственно коэффициенты изменений свободного напора и гидравлического сопротивления, применяемые для идентификации объекта по данным измерения. Эти коэффициенты служат для приближения паспортной характеристики насоса к реальной (действительной). Если реальная характеристика совпадает с паспортной, то $\mu_0 = \mu_1 = 1$.

Потери напора на участках-конденсаторах рассчитывались по формуле

$$\Delta h = \lambda \mu Q^2, \quad (5)$$

где λ – паспортный коэффициент гидравлического сопротивления конденсатора; μ – коэффициент увеличения гидравлического сопротивления, применяемый для приближения паспортной характеристики к реальной на основе известных экспериментальных данных по давлению на входе и выходе конденсатора и расхода через него.

Для расчета потерь напора на участках-градирнях была применена формула, аналогичная (5).

Ввиду квадратичной зависимости напора от расхода математическая модель циркулярной системы представляет собой систему алгебраических нелинейных уравнений с соответствующими граничными условиями, задаваемыми для всех узлов системы (либо известные подпитки и отборы, либо пьезометрический напор). Неизвестными в этой системе уравнений являются напоры в узлах и расходы по участкам сети, их число равно количеству уравнений.

Таким образом, построение компьютерной модели циркулярной системы включает полную имитацию гидравлических процессов, протекающих в сети, путем математического моделирования гидравлических сопротивлений всех ее элементов. Однако построенная таким путем модель будет имитировать максимальные возможности циркулярной системы (по пропускной способности) ввиду использования паспортных характеристик ее элементов (будем называть такую циркулярную систему «чистой»). Для построения модели реальной циркулярной системы (будем называть ее «загрязненной») необходимы экспериментальные данные по напорам и расходам в различных точках циркулярной системы.

Для построения модели, наиболее приближенной к реальной циркулярной системе, поступаем следующим образом. На полученной модели «чистой» циркулярной системы изменяем гидравлические сопротивления трубопроводов, насосов, конденсаторов, градирен таким образом, чтобы расходы и напоры, получаемые из расчета, в соответствующих точках модели совпадали

с экспериментальными данными. Процесс подбора гидравлических сопротивлений полностью автоматизирован и выполняется компьютером. При этом точность идентификации (степень приближения модели к реальной циркуляционной системе) зависит от объема экспериментальных данных. Например, применительно к циркуляционной системе Тольяттинской ТЭЦ, где число узлов равно 255, а в числе участков 289 было известно 69 значений расходов и давлений, полученных из эксперимента в различных точках циркуляционной системы. Идентификация по такому числу измерений позволила получить модель, отличающуюся от реальной циркуляционной системы на 3...5 % в зависимости от состава работающего оборудования.

В табл. 1 представлены результаты расчетов поступлений воды в градирни и отборы от них в случае, когда циркуляционная система чистая (сопротивления конденсаторов и характеристики насосов паспортные, трубопроводы чистые, все задвижки полностью открыты). Анализ этих результатов позволяет заключить, что суммарный приток на градирню № 1 (на левую и правую половины) меньше отбора от нее на 4077 т/ч. Аналогично на градирню № 2 превышение отбора над притоком составляет 2828 т/ч. Таким образом, общий отбор на градирни № 1 и 2 правой части циркуляционной системы (рис. 1) превышает приток к ним на 6905 т/ч.

Таблица 1

№ градирни	1	2	3	4	5	6
Приток Q , м ³ /ч	7683	8019	13408	11587	11547	12103
Отбор Q , м ³ /ч	11760	10848	12263	14636	11242	4042

Рассматривая градирни № 3, 4, 5, 6 левой части циркуляционной системы, можно заключить, что суммарный приток на все градирни здесь больше, на 7457 т/ч, чем отбор от них. Анализируя полученные результаты, заключаем, что на градирнях № 1 и 2 будет наблюдаться падение уровня воды в емкостях, что может привести к падению напора на всасе насосов и, как следствие, к кавитационным явлениям. На градирнях № 3, 4, 5, 6 будет происходить обратный процесс переполнения и перелива воды из их емкостей (за исключением градирни № 4, где отбор превышает приток). Причем избыточный отбор воды от градирен № 1, 2 (6905 т/ч) примерно равен избыточному притоку на группу градирен № 3, 4, 5, 6 (7457 т/ч). Общая производительность циркуляционной системы в данном случае составляет 64342 т/ч. Эта величина близка к проектному значению производительности (66000 т/ч). Однако совершенно очевидно, что данная циркуляционная система не может функционировать до тех пор, пока не будет выполнено выравнивание величин притока и отбора на все градирни. С этой целью часть задвижек необходимо прикрывать (на модели увеличивать их сопротивление). После выполнения такой процедуры на модели суммарная производительность циркуляционной системы упала до 51904 т/ч. Заметим, что это производительность «чистой» циркуляционной системы. Производительность идентифицированной циркуляционной системы («загрязненной» – с реальными характеристиками) уменьшается до 46000 т/ч. В реальной циркуляционной системе при неизменных уровнях воды в чашах градирен суммарная производительность составляет 42000 т/ч. Таким

образом, проводя на модели действия по увеличению сопротивлений задвижек, аналогичные мероприятиям по прикрытию задвижек в реальной циркуляционной системе, получены примерно одинаковые результаты (отличие около 4 %). Отсюда можно сделать вывод о том, что для функционирования циркуляционной системы без перекосов в емкостях градирен потребуется прикрыть отдельные задвижки до такой степени, что производительность циркуляционной системы уменьшается более чем на 1/3 по сравнению с ее проектной величиной.

В табл. 2 представлены расчетные данные по циркуляционным насосам и конденсаторам идентифицированной циркуляционной системы.

Таблица 2

№ насоса	Напор при $Q = 0$, м	Напор на входе, м	Напор на выходе, м	Расход Q , м ³ /ч	№ конденсатора	Напор на входе, м	Напор на выходе, м	Расход Q , м ³ /ч
ЦН-1А	27,0	-1,2	21,9	2994	К-1А	21,8	19,7	2994
ЦН-1Б	27,0	-1,5	21,9	2896	К-1Б	21,8	19,9	2896
ЦН-2А	27,0	-1,4	21,8	2960	К-2А	21,7	20,1	2697
ЦН-2Б	27,0	-1,6	22,0	2835	К-2Б	21,7	20,1	2697
ЦН-5А	44,0	-1,6	29,3	5198	К-5А	27,8	22,3	4908
ЦН-5Б	44,0	-1,9	29,3	5154	К-5Б	28,0	22,3	5044
ЦН-7А	34,0	-1,3	23,6	3732	К-7А	23,5	20,5	3656
ЦН-7Б	34,0	-1,4	23,6	3741	К-7Б	23,4	20,5	3586
ЦН-7В	34,0	-1,7	23,6	3665	К-7В	23,3	20,4	3552
ЦН-7Г	34,0	-1,6	23,7	3658	К-7Г	23,4	20,4	3602
ЦН-8А	34,0	-1,3	23,5	3763	К-8А	23,3	20,4	3588
ЦН-8Б	34,0	-1,2	23,5	3786	К-8Б	23,2	20,4	3539
ЦН-8В	34,0	-1,2	23,7	3737	К-8В	23,3	20,4	3588
ЦН-8Г	34,0	-1,2	23,5	3777	К-8Г	23,4	20,4	3649

Анализ работы насосов показывает, что на всасе каждого насоса наблюдается пониженное (отрицательное) давление, изменяющееся от -1,3 (насосы, находящиеся вблизи градирен, ЦН-1, ЦН-8) до -2,5 м (насосы, расположенные по центру циркуляционной системы, ЦН-2, ЦН-5, ЦН-7). Отметим, что при давлении -4 м могут наблюдаться явления срыва насосов из-за кавитационных процессов. Особенно это характерно для насосов ЦН-5 ввиду их большой мощности.

Анализируя работу конденсаторов, можно заметить, что на входе в обе половины (А и Б) конденсатора К-5 наблюдаются повышенные давления до 28,00 м. Отметим, что допустимое значение давления на входе в конденсатор составляет 20 м.

ВЫВОДЫ

1. Результаты расчетов, выполненных на компьютерной модели, позволили сделать заключение о том, что в циркуляционной системе Тольяттинской ТЭЦ наблюдаются значительные перекосы по расходным характеристикам градирен. В частности, подача воды на градирни № 1, 2 на 6905 т/ч меньше

отбора от них. На градириях № 3, 4, 5, 6 подача воды больше отбора на 7457 т/ч. Чтобы выровнять подачу и отбор с целью поддержания постоянного уровня воды в чашах градирен, необходимо прикрывать соответствующие задвижки. Все это приводит к уменьшению суммарного расхода через градири более чем на 1/3. Причем действия на модели по увеличению сопротивления задвижек, аналогичные действиям по прикрытие задвижек на реальной системе, приводят к практически одинаковым результатам.

2. Предложения по увеличению расходных характеристик могут быть следующими:

- установка новой градири производительностью не менее 6000 т/ч в районе градирен № 1, 2 либо увеличение числа сопел на градириях № 1, 2 с целью уменьшения их гидравлического сопротивления и увеличения подачи воды на них;

- установка новых задвижек (1, 2 – на напорных и 3, 4 – на всасывающих трубопроводах (рис. 1)) с целью более точного и оперативного регулирования перекосов в распределении жидкости между левой и правой половинами цирксистемы;

- уменьшение производительности насосов ЦН-5А, Б до уровня производительности насосов ЦН-1, 2;

- увеличение диаметров всасывающих трубопроводов по всей длине. Эксперименты на модели показали, что увеличение их диаметров в отдельных (наиболее узких местах) внутри схемы не приведет к существенным результатам;

- увеличение высот бортов чаш градирен на 0,3...0,5 м с целью увеличения уровня воды в них. Это мероприятие позволит на соответствующую величину поднять давление всех насосов на всасе;

- чистка конденсаторов К-5, К-7, К-8 с целью уменьшения их гидравлического сопротивления и, следовательно, давления на напоре.

Расчеты предложенных вариантов, выполненные на модели, показали их высокую эффективность.

ЛИТЕРАТУРА

1. А б р а м о в Н. Н. Теория и методика расчета систем подачи и распределения воды. – М., Стройиздат, 1972. – 286 с.

2. М а т е м а т и ч е с к о е моделирование и оптимизация систем тепло-, водо-, нефте- и газоснабжения / А. П. Меренков, Е. В. Сеннова, С. В. Сумарокова и др. – Новосибирск: ВО «Наука», Сиб. изд. фирма, 1992. – 407 с.

3. З ы к о в А. А. Теория конечных графов. – Новосибирск: Наука, 1969. – 543 с.

4. К о в а л е н к о А. Г., Т у е в а Н. С. Система синтеза и анализа гидравлических сетей. – М.: Вычислительный центр АН СССР, 1989. – 70 с.

5. Р а з р а б о т к а компьютерной модели и исследование режимов работы циркуляционной системы Новокуйбышевской ТЭЦ-2 / В. А. Кудинов, А. Г. Коваленко, С. В. Колесников, Ю. С. Панамарев // Изв. АН. Энергетика. – № 6. – 2001. – С. 118–124.

Представлена кафедрой
теоретических основ теплотехники
и гидромеханики

Поступила 10.06.2002