

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦИРКСИСТЕМЫ ТОЛЬЯТТИНСКОЙ ТЭЦ НА КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЯХ

С.В. Колесников, А.В. Еремин, А.Н. Бранфилева, А.С. Колесникова

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: totig@yandex.ru

Построена компьютерная модель циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ, позволяющая определять скорости, расходы и давление теплоносителя на любых участках сети, рассматривая ее как единую, целую гидравлическую систему. Выполнены многочисленные исследования ее текущего состояния, разработаны рекомендации по изменению режимов работы и по ее реконструкции, позволяющие значительно повысить эффективность работы циркуляционной системы. Сформулированы также некоторые положения, справедливые и для многих других циркуляционных систем данного типа.

Ключевые слова: компьютерная модель, законы Кирхгофа, циркуляционные системы тепловых электрических станций, скорости, давления, расходы среды, системы алгебраических уравнений.

Эффективным средством исследования гидравлических режимов сложных многокольцевых разветвленных трубопроводных систем являются компьютерные модели, позволяющие определять давления, расходы, скорости течения среды, потери напора и прочее, рассматривая трубопроводные сети как единые, целые гидравлические системы. В основе компьютерной модели лежат два условия, аналогичные требованиям, предъявляемым к расчету электрических сетей (два закона Кирхгофа), что объясняется полной аналогией процессов протекания тока в электропроводных средах и жидкости в гидравлических системах.

Согласно первому закону Кирхгофа применительно к расчету гидравлических сетей требуется выполнение уравнения баланса расходов [1]

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0. \quad (1)$$

Второй закон Кирхгофа устанавливает равенство нулю суммы напоров для любого замкнутого контура

$$\sum_{i=1}^n H_i = \sum_{i=1}^n S_i Q_i^2 = 0, \quad (2)$$

где S_i ($i = \overline{1, n}$) – гидравлическое сопротивление i -го участка; Q_i – расход среды на i -м участке.

На основе соотношений (1), (2) строится замкнутая система уравнений относительно неизвестных расходов в ветвях сети и давлений в ее узлах.

Сергей Владимирович Колесников (к.т.н.), докторант кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Антон Владимирович Еремин, аспирант.

Анастасия Николаевна Бранфилева, аспирант.

Анна Сергеевна Колесникова, аспирант.

При разработке компьютерной модели определяются гидравлические характеристики трубопроводов, потери напора в которых состоят из потерь на трение (линейные потери) и потерь в местных сопротивлениях [2 – 8]:

$$\Delta h = SQ^2, \quad (3)$$

где $S = 8\lambda(l + l_3)/(g\pi^2 d^5)$ – гидравлическое сопротивление участка; λ – коэффициент трения; l – длина трубопровода; l_3 – эквивалентная длина местных сопротивлений; d – диаметр; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Таким образом, соотношение (3) является гидравлической характеристикой участка – трубы.

Гидравлическая характеристика насоса определяется соотношением

$$H = H_{\phi} - S_{\phi}Q_n^2, \quad (4)$$

где H_{ϕ} – напор насоса при закрытой на выходе задвижке;

S_{ϕ} – гидравлическое сопротивление насоса;

Q_n – подача насоса.

Гидравлическая характеристика участка – задвижки имеет вид (3), где S – коэффициент сопротивления задвижки, зависящий в основном от степени ее открытия.

Компьютерная модель, основанная на описанных выше принципах, была создана применительно к циркуляционной системе Тольяттинской ТЭЦ, предназначенной для охлаждения воды, направляемой в конденсаторы паровых турбин для конденсации пара. Эффективность работы циркуляционной системы по расходным характеристикам оценивается ее гидравлическим совершенством, от которого зависит не только пропускная способность, но и эксплуатационные расходы и, в частности, затраты электроэнергии на перекачку циркуляционной воды. Большое число существующих циркуляционных систем работает значительно ниже своих проектных возможностей, что обусловлено многими причинами. Наиболее характерными из них являются: 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 циркуляционной воды перед конденсаторами и прочее. Выявить весь комплекс этих проблем и определить степень влияния каждой из них на эффективность работы можно на модели, в которой циркуляционная система рассматривается как единая трубопроводная система и в которой полностью имитируются протекающие в ней гидравлические процессы.

Циркуляционная система ТЭЦ является сложной гидравлической сетью (рис. 1). Расчет таких сетей с целью определения расходов воды и ее давлений в различных точках системы не может быть выполнен с помощью обычных методов, применяемых при параллельном и последовательном соединении элементов сети. В данном случае задача может быть решена лишь для всей гидравлической системы в целом путем создания ее компьютерной модели.

Основную особенность в моделировании циркуляционных систем вносят градиенты, в которых излив воды в атмосферу происходит из сопел на некоторой высоте, а затем вода движется под действием силы тяжести до ее уровня в чашах градиентов. Таким образом, излив воды в градиентах можно считать вершинами сети с заданным напором. Чаши градиентов уравнивают поступление воды из сопел и отбора ее во всасывающий коллектор насосов.

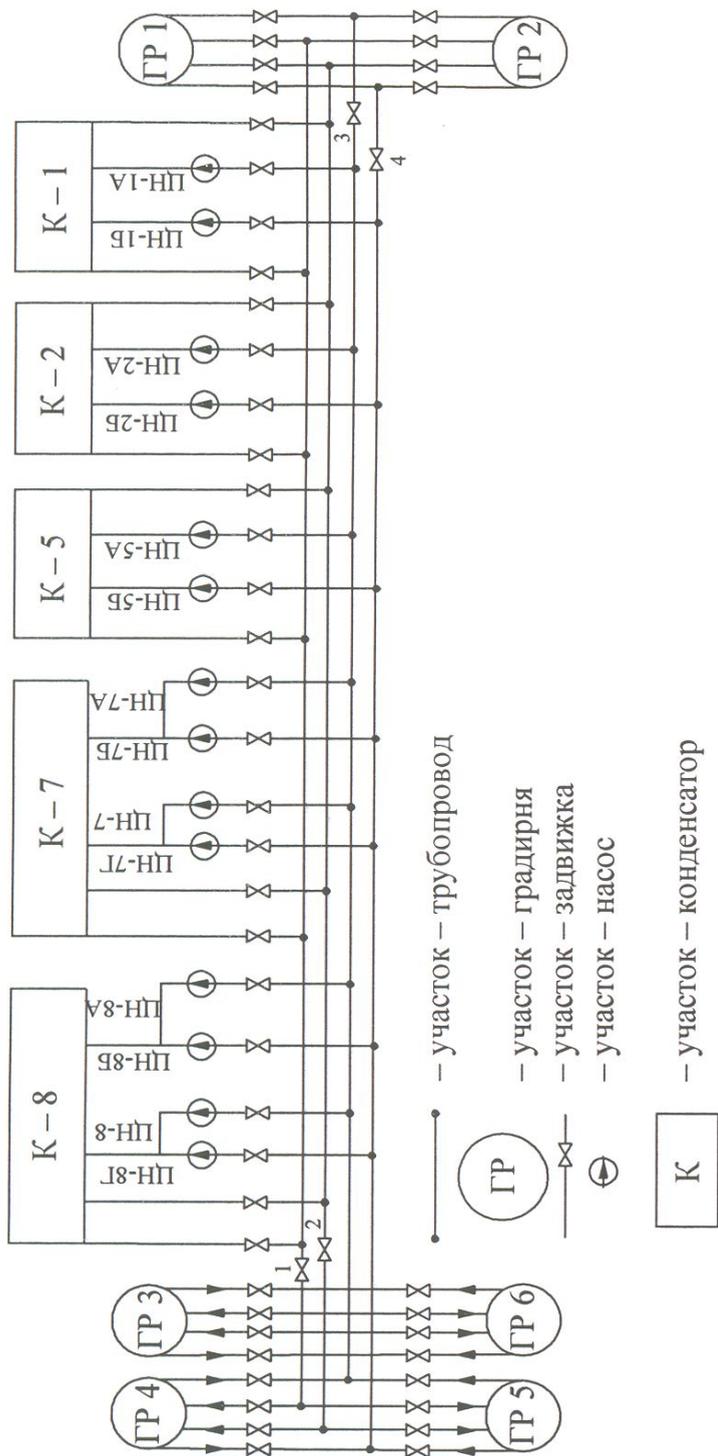


Рис. 1. Схема циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ

При движении воды в градирнях происходит ее частичное испарение и унос. Доля потерь воды считается известной, поэтому объем компенсации потерь, производимых через подпитку, известен. Если точек подпитки несколько, то распределение объема подпитки также задается. Поэтому точки подпитки можно считать вершинами сети с заданной подачей.

Компьютерная модель строится на основе паспортных характеристик оборудования. Для максимального приближения к реальному объекту необходимо выполнить ее идентификацию. Для этого используются экспериментальные данные по расходам и давлениям в различных точках циркуляционной системы. Для выполнения идентификации сопротивления элементов сети изменяют таким образом, чтобы получаемые на модели расчетные данные в соответствующих точках модели совпадали с результатами эксперимента. Отметим, что идентификация – итеративный процесс, который на модели автоматизирован.

Математическая модель включает следующую систему уравнений: 1 – балансовые соотношения по каждому узлу системы; 2 – соотношения по каждому участку системы, связывающие между собой напоры в начале и в конце участка; 3 – граничные условия, задаваемые для всех узлов системы (либо требуемый отбор-подача, либо требуемый пьезометрический напор).

Неизвестными в этой системе уравнений являются напоры в узлах и расходы по участкам гидравлической системы. Задание всех этих соотношений и граничных условий однозначно определяет расходы по участкам и напоры в узлах, так как число уравнений в системе совпадает с числом неизвестных. В задачах идентификации гидравлических систем неизвестными становятся характеристики связывающих соотношений. Для всех участков это коэффициент гидравлического сопротивления. Для однозначной идентификации объекта все дополнительные неизвестные параметры должны быть компенсированы различного рода измерениями, то есть число измерений должно быть не меньшим, чем число вновь введенных неизвестных параметров.

В расчетной схеме циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ число введенных узлов 255, число участков 289. Если считать, что параметры всех элементов неизвестны, то в одном режиме работы гидравлической системы необходимо сделать как можно большее число натуральных измерений. По информации, полученной из экспериментов, число таких измерений – 69. Достоверность идентификации при таком числе экспериментальных данных составляет около 3 %.

Проведенные на модели многочисленные расчеты показали большие перекосы в распределении циркуляционной воды на правую (градирни 1, 2) и левую (градирни 3, 4, 5, 6) части циркуляционной системы. В частности, для случая циркуляционной системы с паспортными характеристиками поступление циркуляционной воды на градирни 1, 2 на 8000 т/час меньше, чем отбор. В то же время поступление на градирни 3, 4, 5, 6 примерно на эту же величину больше, чем отбор. Суммарное количество циркуляционной воды, перекачиваемой циркуляционными насосами и поступающей на градирни, составляет 70000 т/час. В данном случае на градирнях 1, 2 наблюдается резкое понижение уровня воды в чашах, а в чашах градирен 3, 4, 5, 6 – перелив.

Для установления равновесия в чашах градирен (приток равен отбору) на модели было выполнено закрытие соответствующих задвижек. В результате этих мероприятий суммарный расход воды в модели уменьшился до 45000 т/час. Отметим, что на реальной циркуляционной системе ТЭЦ при одинаковом с моделью составе работающего оборудования суммарный расход составляет 42000 т/час. Причем такой расход устанавливается в результате закрытия тех же самых задвижек с целью недопу-

щения переливов и падения уровней воды в чашах градирен, то есть выполнения операций, аналогичных тем, которые выполнялись на модели. Таким образом, выполняя одинаковые операции на реальной цирксистеме и в модели, получаем примерно одинаковый результат, что подтверждает указанную выше точность идентификации.

Полученные на модели результаты позволили сделать следующие заключения.

Ввиду существенного прикрытия задвижек с целью ликвидации перекосов расхода циркводы по правой и левой части цирксистемы ее производительность уменьшается более чем на 1/3 (с 70000 до 42000 т/час). При этом происходит перерасход электроэнергии, так как работающие на полную мощность насосы вынуждены преодолевать искусственно созданные сопротивления (прикрытые задвижки).

Причины такого положения заключаются в значительном различии проектных производительностей градирен 1, 2 и градирен 3, 4, 5, 6. Так суммарное количество работающих сопел на градирнях 1, 2 составляет 1472 шт., а на градирнях 3, 4, 5, 6 – 10242 шт. Следовательно, градирни 1, 2 представляют значительно большие сопротивления движению жидкости, чем группа градирен 3, 4, 5, 6. В то же время на всасе насосов условия для обеих групп градирен почти одинаковы. В связи с этим наиболее мощные насосы ЦН – 5а, б (см. рис. 1), суммарная производительность которых около 10000 т/час, выкачивая жидкость из емкостей градирен 1, 2, сбрасывают ее на соплах градирен 3, 4, 5, 6 (в ту сторону, где сопротивление меньше), создавая таким образом указанные выше перекосы в цирксистеме.

Прикрытие задвижек 1, 2, 3, 4 с целью устранения перекосов создает существенные проблемы в работе насосов ЦН-2, ЦН-5, ЦН-7 по причине того, что затруднены условия поступления воды от группы градирен 1, 2, а также ввиду малого диаметра труб ($\varnothing 800$) в районе этих насосов. В связи с этим разрежение на всасе насосов ЦН-2, 5, 7 приближается к -4 м как по расчетам на модели, так и согласно экспериментальным данным. Такая величина давления является критической и может приводить к срыву в работе насосов из-за кавитационных явлений (что и наблюдается в реальной цирксистеме).

Применительно к цирксистеме ТоТЭЦ в настоящей работе на компьютерной модели просчитано большое число вариантов ее реконструкции с целью увеличения расходных характеристик и охлаждающей способности. Основные проблемы этой цирксистемы, как уже указывалось выше, – в больших перекосах поступления и отбора воды на правой и левой ее частях. В свою очередь, перекосы обусловлены полной несимметрией сопротивлений правой и левой половин цирксистемы (по градирням), сильно отличающейся мощностью циркнасосов и разным сечением напорных и сбросных трубопроводов (зауженное сечение $d = 800$ мм в районе циркнасосов ЦН-5, являющихся наиболее мощными). Все эти проблемы были заложены на стадии проектирования и не являются следствием неправильной эксплуатации оборудования. Основная цель реконструкции – найти такой ее вариант, который позволил бы существенно (примерно до 60 – 65 т/час) повысить расходные характеристики цирксистемы при минимальных перестроениях схемы, используя в основном существующее оборудование.

При анализе различных вариантов реконструкции первоначально рассмотрен вариант, в котором предполагаются максимальные перестроения схемы с целью достижения максимального эффекта. То есть это вариант-образец (идеальный вариант), к которому нужно приближаться, уменьшая объемы реконструкции и определяя в конечном итоге оптимальный вариант. Таким вариантом был принят следующий (рис. 2). Все четыре нитки существующих трубопроводов (два всасывающих и два

сбросных) использовать как всасывающие (трубопроводы I, II, III, IV), а в качестве сбросного применить новый трубопровод V ($d = 2200$ мм). Расчет выполнялся для цирксистемы с паспортными характеристиками оборудования.

Результаты расчетов позволяют заключить, что суммарное количество жидкости, перекачиваемое насосами через конденсаторы и градирни, составляет 64498 т/час. Такой расход близок к расчетному по производительности циркнасосов для системы с паспортными характеристиками. При этом расход на правую группу градирен (градирен 1, 2) составляет 14916 т/час при практически отсутствующем перекосе между поступлением воды на градирни и оттоком от них как на правой, так и на левой частях цирксистемы. Отметим, что расход в количестве 14916 т/час градирни 1 и 2 пропустить не смогут ввиду ограниченного количества сопел – по 738 штук на каждую градирню. В итоге будет наблюдаться перелив воды через стояки градирен и жидкость будет недоохлаждаться. Устранить этот недостаток, как будет показано ниже, можно путем разделения цирксистемы на две независимые системы с помощью задвижек между ТГ-1 и ТГ-2.

Суммарный расход в левой части цирксистемы (ГР-3, 4, 5, 6) составляет 50082 т/час. Имеются лишь перекосы в поступлениях и отборах на отдельные градирни левой стороны цирксистемы, которые были устранены прикрытием соответствующих задвижек, что уменьшило суммарный расход в цирксистеме не более чем на 1500 т/час. В данном варианте благоприятные условия создаются на всасе всех насосов; в частности, разрежение на всасе составляет около $-0,8$ м.

На рис. 3 представлен вариант цирксистемы, в котором три всасывающих трубопровода (I, II, III) и один сбросной (IV). В данном случае используются лишь те трубопроводы, которые имеются в цирксистеме.

Рассмотрим первоначально вариант расчета цирксистемы для случая, когда она разделена на две подсистемы путем закрытия задвижек 1, 2, 3, 4. При этом правая подсистема (градирни 1, 2) оставлена без реконструкции с соотношением трубопроводов 2:2 (два всасывающих и два сбросных трубопровода). Анализ результатов расчетов позволяет заключить, что суммарная производительность (расход всех насосов) составляет 64518 т/ч. Следовательно, данный вариант весьма эффективен. Однако его важнейшими недостатками являются отсутствие резервного сбросного трубопровода, а также уменьшение маневренности (при отключении градирен на ремонт) из-за того, что цирксистема разделена на две независимые подсистемы.

Следующий расчет был проведен для варианта реконструкции цирксистемы с соотношением трубопроводов три всасывающих – один сбросной, без разделения ее на две независимые подсистемы (см. рис. 3). Анализ результатов расчетов приводит к заключению о том, что суммарный расход (64009 т/ч) по сравнению с предыдущим вариантом почти не изменился. Расход через градирни 1, 2 несколько уменьшился – 12382 т/ч против 12900 т/ч (предыдущий вариант). Несколько ухудшилось положение на всасе всех насосов, и особенно ЦН-5 ($-1,5$ м). Недостаток этого варианта, как и предыдущего, заключается в том, что здесь также отсутствует резервный сбросной трубопровод.

Анализ рассмотренных выше вариантов реконструкции цирксистемы ТоТЭЦ показал, что наилучшим (радикальным) является вариант, когда четыре трубопровода являются всасывающими и один сбросным (см. рис. 2). Вторым, несколько менее эффективным, является вариант с тремя всасывающими и одним сбросным (см. рис. 3). Однако как в первом, так и во втором варианте необходимо предусмотреть резервный сбросной трубопровод, без которого невозможна работа цирксистемы.

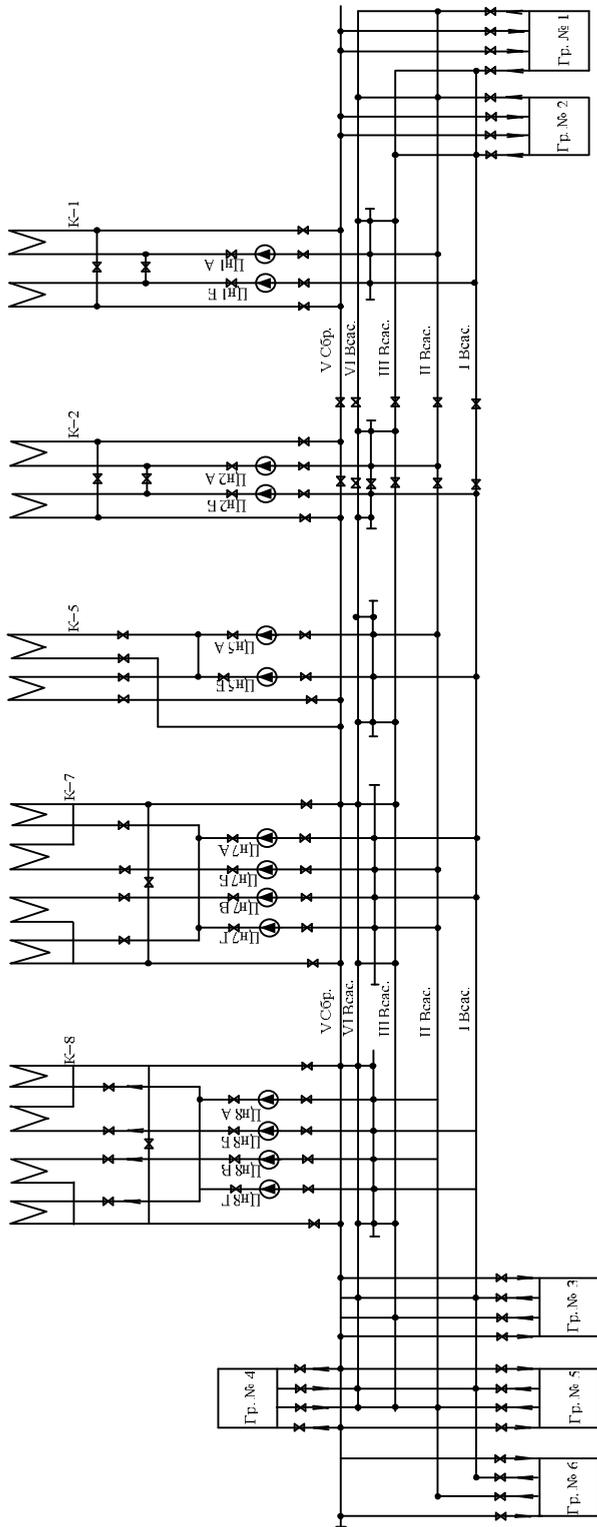


Рис. 2. Состав оборудования: четыре всасывающих трубопровода I, II, III, VI и один (новый) сбросной V

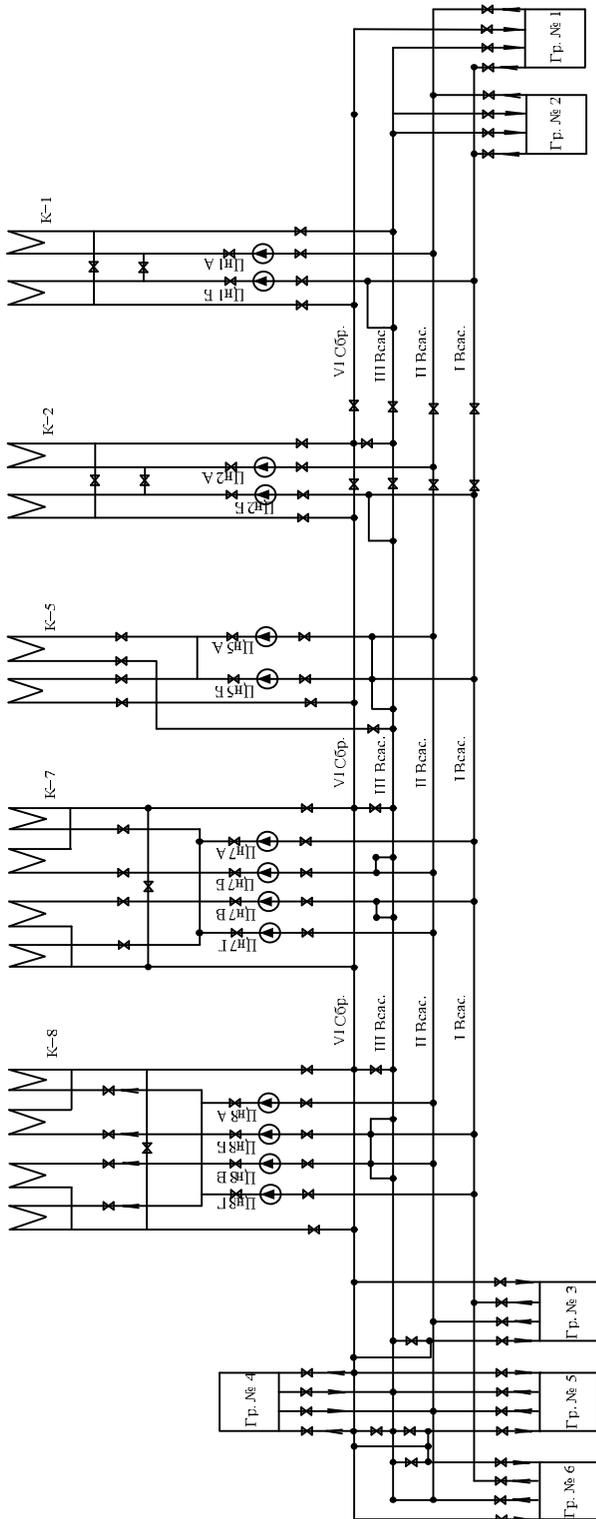


Рис. 3. Частичная реконструкция: три всасывающих трубопровода I, II, III и один сбросной VI

В результате выполненных исследований можно сделать заключение о том, что в циркуляционной системе ТоТЭЦ (и аналогичных ей, например циркуляционная система Новокуйбышевской ТЭЦ-2) всасывающие и напорные трубопроводы по их количеству и по диаметрам не должны быть равнозначными. Это связано с тем, что давление в напорных трубопроводах в несколько раз может превышать давление во всасывающих, а давление на всасывающих насосов вообще отрицательное. На всасывающих насосов единственным подпором является уровень жидкости в емкостях градирен, от которого зависит устойчивая работа насосов.

В связи с этим для циркуляционной системы ТоТЭЦ самым главным сдерживающим фактором является недостаточная пропускная способность всасывающих трубопроводов, а также малый подпор (недостаточная высота расположения чаш градирен или недостаточный уровень жидкости в них). Таким образом, для циркуляционной системы ТоТЭЦ главным сдерживающим фактором является недостаточная пропускная способность всасывающих трубопроводов, а также малый подпор (недостаточная высота расположения чаш градирен или недостаточный уровень жидкости в них).

Эксперименты на модели доказали, что при заданных диаметрах всасывающих трубопроводов (два всасывающих и два сбросных) имеется некоторый предельный расход, превышение которого нельзя получить увеличением числа в мощности насосов. В частности, был просчитан вариант, когда мощности насосов ЦН-5, 7, 8 были уменьшены в два раза и суммарный расход в циркуляционной системе при этом практически не изменился.

Были выполнены также расчеты, связанные с уменьшением мощности отдельных насосов или их группы. При уменьшении мощности одного насоса (например ЦН-5) расход через соответствующий конденсатор уменьшается, однако в то же время на ту же самую величину увеличивается расход через другие насосы. Отсюда можно заключить, что данная система является самонастраивающейся. Разумеется, самонастройка системы с сохранением неизменного расхода может наблюдаться лишь в определенных рамках, а именно в которых сдерживаются расходные характеристики насосов из-за недостаточной пропускной способности всасывающих трубопроводов. Конечно, если значительно уменьшить мощность отдельных насосов (или отключить их), то начиная с определенного предела расходные характеристики циркуляционной системы будут уменьшаться. При этом никаким увеличением мощности циркуляционных насосов при неизменных всасывающих трубопроводах невозможно получить увеличение суммарного расхода в циркуляционной системе, так как увеличение их расхода (если не будет наблюдаться срыв насоса из-за кавитационных явлений на всасывающих) неизбежно повлечет уменьшение расхода других параллельно соединенных насосов ввиду того, что пропускная способность данной системы трубопроводов уже является предельной.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что при существующих диаметрах двух всасывающих трубопроводов циркуляционной системы ТоТЭЦ мощности всех насосов оказываются завышенными – возможности всасывающих трубопроводов недостаточны для обеспечения номинальных расходных характеристик циркуляционных насосов. Тем более они оказываются завышенными после того, как с помощью задвижек производится уравнивание уровней жидкости в емкостях левой и правой сторон, в результате которого суммарный расход в циркуляционной системе падает с 70000 до 45000 т/ч. В данном случае значительную часть своей мощности насосы затрачивают на преодоление сопротивлений, созданных прикрытыми задвижками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сokolov E.Я.* Теплофикация и тепловые сети. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 360 с.

2. Панамарев Ю.С., Кудинов В.А. и др. Расчет гидравлических и температурных режимов работы теплосети Самарской ТЭЦ с помощью компьютерной модели // Теплоэнергетика. – № 5, 2005. – С. 35-39.
3. Кудинов И.В. Использование компьютерных моделей для проектирования тепловых сетей // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – № 3(27). – 2010.
4. Кудинов В.А., Коваленко А.Г., Колесников С.В., Панамарев Ю.С. Разработка компьютерной модели и исследование режимов работы циркуляционной системы Новокуйбышевской ТЭЦ-2 // Изв. АН. Энергетика. – № 6, 2001. – С. 118-124.
5. Колесников С.В., Дикоп В.В., Томкин С.В., Кудинов В.А. Исследование гидравлических режимов работы циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ на компьютерной модели // Изв. вузов СНГ. Энергетика. – № 6, 2002. – С. 90-95.
6. Зройчиков Н.А., Кудинов В.А., Коваленко А.Г., Колесников С.В., Москвин А.Г., Лисица В.И. Разработка компьютерной модели и расчет оптимальных режимов работы циркуляционной системы ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. – № 12, 2007. – С. 7-15.
7. Кудинов И.В. Построение компьютерных моделей систем теплоснабжения больших городов // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – № 1(29), 2011. – С. 212-219.
8. Дикоп В.В., Бухтияров А.В., Коваленко А.Г., Котов В.В., Кудинов В.А. Исследование гидравлических режимов работы циркуляционной системы ТЭЦ Волжского автомобильного завода на компьютерной модели // Известия вузов СНГ. Энергетика. – № 6, 2005. – С. 69-76.

Статья поступила в редакцию 21 февраля 2013 г.

RESEARCH OF HYDRAULIC WORKING CONDITIONS OF CIRCULATORY SYSTEM TOGLIATTI HES ON COMPUTER MODELS

S.V. Kolesnikov, A.V. Eremin, A.N. Branfileva, A.S. Kolesnikova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The computer model of circulatory system Togliatti HES was constructed and it allows to determine speeds, costs and pressures of environment in all areas of the network, considering it as a unified whole hydraulic system. Based on numerous studies of current status circulatory system the and also developed recommendations for working conditions change, those permit to significantly increase the efficiency of circulatory system work. It was also formulated some regulations truth for many other circulatory systems this type.

Keywords: *computer model, Kirchoff's laws, circulatory systems heat electropower stations (HES), speeds, costs of environment, pressures, systems of algebraic equations.*

*Sergey V. Kolesnikov (Ph.D. (Techn.)), Doctoral Student.
Anton V. Eremin, Postgraduate Student.
Anastasiya V. Branfileva, Postgraduate Student.
Anna V. Kolesnikova, Postgraduate Student.*