

WWW.JANKO.FRONT.RU

Л. Е. Апатовский,
В. Н. Фомина,
В. А. Халупович

Подогрев воздуха на тепловых электростанциях

Под редакцией Л. Е. Апатовского



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1985

Рецензент А. У. Липец

Апатовский Л. Е. и др.

А76 Подогрев воздуха на тепловых электростанциях/
Л. Е. Апатовский, В. Н. Фомина, В. А. Халупович; Под ред.
Л. Е. Апатовского — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 120 с.: ил.

В книге рассмотрены схемы предварительного подогрева воздуха на паротурбинных электростанциях. Дана методика определения тепловой и технико-экономической эффективности применения этих схем. Описаны особенности подогрева воздуха в установках с разомкнутыми системами пылеприготовления. Дан опыт эксплуатации систем предварительного подогрева воздуха.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией паровых котлов и паротурбинных электростанций.

П 2303030000-372 176-85
051 (01)-86

ББК 31.37

© Энергоатомиздат, 1986

ПРЕДИСЛОВИЕ

Повышение экономичности паротурбинных энергетических блоков на тепловых электростанциях за счет роста начальных параметров пара при современном уровне стоимости и прочностных характеристиках сталей с учетом требований маневренности представляет значительные трудности. В связи с этим важным направлением совершенствования показателей паротурбинных электростанций является подогрев воздуха, подаваемого в качестве окислителя топлива, в сочетании с системой утилизации теплоты уходящих из котла газов. Известно, что использование подогрева воздуха продуктами сгорания топлива в последней по ходу газов поверхности нагрева позволяет существенно снизить температуру уходящих газов и повысить КПД котлов. Однако особенности процесса подогрева воздуха в воздухоподогревателях не позволяют, как правило, добиться снижения температуры уходящих газов. Это связано с неблагоприятным соотношением теплоемкостей дымовых газов и воздуха, а также с коррозией и загрязнением поверхности нагрева воздухоподогревателя.

Работы ряда научных и производственных коллективов, в том числе авторов данной книги, направлены на преодоление указанных трудностей и создание способов и схем подогрева воздуха, позволяющих повысить экономичность и надежность энергоустановок. Большое внимание при этом уделяется предварительному подогреву воздуха перед поступлением его в воздухоподогреватель котла.

Имеющаяся литература по подогреву воздуха представляет собой статьи по отдельным вопросам и не охватывает проблемы в целом. В то же время имеет место разный и в ряде случаев неточный методический подход к оценке различных схем предварительного подогрева воздуха.

В данной книге обобщаются работы по схемам и способам предварительного подогрева воздуха на паротурбинных энергоустановках, даются рекомендации по расчету тепловой и технико-экономической эффективности вариантов схем и по оптимизации их параметров на основе разработанных авторами методических положений предлагаются новые теоретические методы и технические решения по схемам предварительного подогрева воздуха, позволяющие повысить термодинамический КПД тепловых электростанций.

Книга написана авторским коллективом под общим руководством и редакцией канд. техн. наук Л. Е. Апатовского. В основу книги положены работы авторов, проведенные в НПО ЦКТИ ВТИ. Введение написано Л. Е. Апатовским; гл. 1 и 2 — совместно Л. Е. Апатовским, В. Н. Фоминой и В. А. Халуповичем; гл. 3 — Л. Е. Апатовским и В. А. Халуповичем; гл. 4 — Л. Е. Апатовским с участием Г. Б. Смирновой и Л. Д. Крыловой; гл. 5 — совместно всеми авторами. Большую помощь в оформлении рукописи оказала В. А. Павлова. Авторы приносят благодарность А. У. Липецу за ценные советы и замечания.

Пожелания и замечания по книге следует направлять по адресу 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб. 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Современные энергетические установки тепловых электростанций при сжигании органического топлива требуют большого количества воздуха, используемого для обеспечения процесса горения. Дутьевые вентиляторы засасывают воздух из верхней части котельной и подают его в воздухоподогреватель котла, после которого воздух направляется к горелкам (вторичный воздух) и в пылесистему (первичный воздух — при сжигании пылевидного топлива). В помещение котельной воздух поступает из атмосферы либо под действием небольшого разрежения, создаваемого вентиляторами, либо с помощью специальных наддувных агрегатов. В зимнее время года воздух, поступающий в помещение, подогревается в калориферах или других устройствах до $14-15^{\circ}\text{C}$. Воздух, попавший в помещение котельной, омывая наружные поверхности труб, котла и механизмов, нагревается за счет тепловыделения оборудования до температуры $30-40^{\circ}\text{C}$. Перед поступлением непосредственно в воздухоподогреватель котла воздух может быть подогрет с использованием специальных схем предварительного подогрева воздуха. Таким образом, процесс подогрева воздуха разделяется на две стадии: подогрев в воздухоподогревателях котлов и предварительный подогрев, которые могут использоваться как совместно, так и отдельно.

Подогрев воздуха в воздухоподогревателе котла теплотой продуктов сгорания топлива выполняет функции повышения температуры горения топлива, увеличения температурного уровня газов в конвективных поверхностях нагрева, улучшения условий воспламенения и выгорания топлива, повышения КПД котла за счет утилизации теплоты уходящих из котла газов, повышения качества топлива за счет его предварительной подсушки и др.

Повышение температуры газов, получаемое благодаря подогреву воздуха, может быть использовано при благоприятных стоимостных характеристиках жаропрочных сталей для повышения начальных параметров и КПД паротурбинного цикла. Вместе с тем процесс подогрева воздуха в воздухоподогревателе имеет и свои недостатки. Это связано прежде всего с меньшими удельной теплоемкостью и расходом нагреваемого воздуха по сравнению с охлаждаемыми в воздухоподогревателе продуктами сгорания. Такое соотношение водяных эквивалентов (произведений удельных

теплоемкостей на расход) приводит к тому, что в воздухоподогревателе повышение температуры воздуха оказывается большим, чем уменьшение температуры газов. Поэтому температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя в обычных условиях меньше, чем на его холодном конце, что не позволяет добиться снижения температуры уходящих газов.

Снижению температуры уходящих газов противодействуют коррозия и загрязнение поверхности нагрева воздухоподогревателя при сжигании влажных и серосодержащих топлив. Увеличение температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель повышает температуру металла поверхности нагрева, предотвращает или уменьшает конденсацию водяных паров или паров серной кислоты и повышает тем самым его надежность. Условия утилизации теплоты уходящих газов при предварительном подогреве воздуха из-за уменьшения температурных напоров на входе в воздухоподогреватель и снижения доли воспринимаемой им теплоты ухудшаются.

Предварительный подогрев воздуха на электростанциях длительное время рассматривался главным образом как средство предотвращения коррозии воздухоподогревателей при сжигании сернистых и влажных топлив, и первоначально выполнялась рециркуляция горячего воздуха. Однако этот метод приводит к увеличению температуры уходящих газов, росту затрат энергии на собственные нужды и, следовательно, связан с перерасходом топлива.

Под руководством Н. В. Кузнецова и Л. Б. Кроля (ВТИ) проведены важные для последующего развития схем подогрева воздуха исследования — разработан проект и сооружена установка для предварительного подогрева воздуха паром на ГРЭС, работающей на фрезерном торфе с влажностью 49—52% [1]. Установка применена вместо рециркуляции горячего воздуха, поэтому температура уходящих газов при подогреве воздуха до 87° С (вместо 60° С при схеме с рециркуляцией) увеличена всего на 5° С, в результате достигнута экономия топлива около 1%.

ВТИ исследовались также схемы парового (регенеративного) подогрева воздуха, в которых нижняя ступень воздухоподогревателя котла заменялась низкотемпературным экономайзером, который, в свою очередь, заменял регенеративные подогреватели питательной воды [2, 3]. Высвобождающийся при этом пар направлялся в калориферы. Такой подогрев воздуха обеспечивал защиту воздухоподогревателя от коррозии. Поскольку в этом случае величины и параметры отборов пара из турбины не менялись, удельный расход теплоты по турбоустановке оставался без изменения.

ВТИ разработан и исследован также ряд схем предварительного подогрева воздуха с газовыми испарителями и экономайзерами,

в которых воздух подогревается за счет теплоты дымовых газов с помощью пара и горячей воды [4]. Испарители и экономайзеры в этих схемах по газам включались последовательно за воздухоподогревателями котлов или вместо последних и по существу служили в качестве утилизаторов теплоты дымовых газов.

Подогрев воздуха теплотой пара в сочетании с экономайзерами реализован на ряде зарубежных электростанций, например на электростанции Мерсер [5] и Таннерс Крик [6] (США). Дымовые газы после электрофильтров охлаждаются в чугунном экономайзере низкого давления. Вода, нагретая в экономайзере за счет охлаждения дымовых газов, поступает в калориферную установку. В зимнее время года вода нагревается дополнительно теплотой пара, отбираемого из турбины. Недостатком таких схем является работа экономайзеров при низких температурных напорах в зоне интенсивной коррозии и загрязнения. Кроме того, в этом случае лишь в малой степени используется регенеративный подогрев воздуха.

Несколько иная схема применена на электростанции Эдистон (США) [7], где предварительный подогрев воздуха осуществляется теплотой отборного пара турбины посредством промежуточного теплоносителя (воды), а повышение температуры уходящих газов за воздухоподогревателем компенсируется охлаждением дымовых газов в экономайзере низкого давления, установленном за воздухоподогревателем.

Рассмотренные выше схемы подогрева воздуха экономически оправдываются только по сравнению с вариантом рециркуляции горячего воздуха. Это объясняется тем, что при увеличении степени подогрева воздуха температура уходящих газов растет, а увеличение КПД цикла даже при использовании для подогрева воздуха минимально возможных давлений отборного пара не компенсирует уменьшения КПД котла. Это означает, что указанные схемы подогрева воздуха не могут быть использованы для повышения экономичности энергоблоков (по сравнению с вариантами без рециркуляции горячего воздуха).

ВТИ и ТКЗ предложена схема с разделенными газоходами [13], реализованная на Славянской ГРЭС. Схема позволяет повысить температуру подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе и организовать газовое регулирование промежуточного перегрева пара.

Работы по совершенствованию схем подогрева воздуха проведены А. У. Липецом, В. М. Биманом и Б. И. Александровым (ЗиО) [14, 15], В. А. Локшиным и С. Н. Тулиным (ВТИ) [16, 17] совместно ВТИ и ЗиО [18]. Работы направлены главным образом на защиту воздухоподогревателя от коррозии и калориферов от инеобразования. Работы по подогреву воздуха в стеклянных воздухоподогревателях проведены во ВТИ А. Ф. Гавриловым [19]. Предложения по совершенствованию схем воздухоподогревателей

в сочетании с рециркуляцией и подогревом воздуха в калориферах высказаны в результате разработок С. И. Зарайского, Л. М. Христича и Б. М. Шлейфера на ТКЗ [20]. Эти предложения связаны с разделением воздухоподогревателей на секции для первичного и вторичного воздуха.

Качественно новые возможности подогрева воздуха появились в результате работ, выполненных НПО ЦКТИ,— предложены:

схема подогрева воздуха в сочетании с разомкнутой сушкой топлива в процессе размола газами, отбираемыми перед воздухоподогревателем [8];

схема подогрева воздуха с экономайзером низкого давления, включенным по газам — параллельно воздухоподогревателю котла, а по воде — в систему регенеративного подогрева питательной воды [9];

схема с экономайзером высокого давления, включенным по газам — параллельно воздухоподогревателю, а по воде — параллельно подогревателям высокого давления турбоустановки [10];

схема подогрева воздуха с дополнительным циклом для привода вспомогательных механизмов [11];

схема (предложена совместно с ЗиО) с подогревом в воздухоподогревателе и калориферах избыточного (против необходимого для обеспечения горения) количества воздуха [12].

Общей особенностью предложенных схем является изменение соотношения водяных эквивалентов газов в воздухоподогревателе и воздуха в калориферах и в воздухоподогревателе, превращающее предварительный регенеративный подогрев воздуха в экономически оправданное средство повышения тепловой экономичности энергоблоков.

К настоящему времени разработано большое количество способов предварительного подогрева воздуха, имеющих различную технико-экономическую эффективность и позволяющих решать в разной степени те или иные технические задачи.

Для принятия решения об использовании того или иного способа необходимо проводить достаточно детальный анализ технических и экономических факторов: надежности элементов, тепловой экономичности энергоустановки, защиты от коррозии и загрязнения воздухоподогревателей, затрат на ремонт оборудования, влияния на конструкцию тепломеханического оборудования (котел, турбоустановки и др.).

Глава первая

СПОСОБЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СПОСОБОВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

В настоящее время разработаны и применяются разнообразные способы предварительного подогрева воздуха (ППВ), различающиеся по типу используемого теплоносителя; по аэродинамической схеме — замкнутая, разомкнутая, одноступенчатая, двухступенчатая; по конструкции устройств для подогрева воздуха — калориферы, стеклянные воздухоподогреватели, воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем, подогреватели смешивающего типа и др.; по компоновке этих устройств и по ряду других, менее существенных признаков.

Определяющим признаком схем и способов подогрева воздуха, влияющим на тепловую схему блока, является вид используемого в схеме подогрева греющего агента. По этому признаку способы подогрева воздуха можно разделить на следующие основные группы:

- подогрев теплотой продуктов сгорания топлива;

- подогрев теплотой отборного пара турбины;

- паровой подогрев в сочетании с изменением соотношения водяных эквивалентов газов и воздуха в воздухоподогревателе котла;

- подогрев воздуха от посторонних источников теплоты;

- комбинированные схемы подогрева.

Ниже приводится описание наиболее характерных схем по указанным группам.

1.2. ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА ТЕПЛОТОЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Подогрев воздуха теплотой продуктов сгорания топлива может осуществляться как непосредственно газами, так и промежуточным теплоносителем.

Примером непосредственного использования теплоты уходящих газов для подогрева воздуха может служить схема, примененная на котле ПК-41 блока 300 МВт Кармановской ГРЭС [19], с установкой перед РВП дополнительного предвключенного по воздуху стеклянного воздухоподогревателя (СВП) (рис. 1.1,а). Воздух при этом нагревается от 30—40 до 80° С.

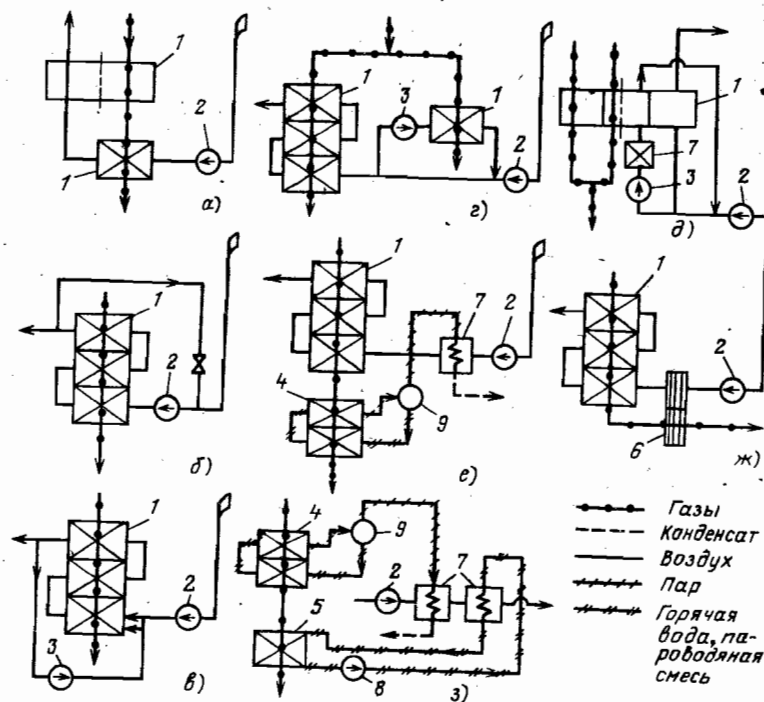


Рис. 1.1. Схемы подогрева воздуха теплотой продуктов сгорания топлива: 1 — воздухоподогреватель; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — вентилятор рециркуляции воздуха; 4 — газовый испаритель; 5 — экономайзер низкого давления; 6 — воздухоподогреватель с водонаполненными трубками; 7 — калорифер; 8 — насос; 9 — барабан газового испарения

Для предотвращения загрязнения золой стеклянных труб целесообразно поддержание на входе в стеклянный воздухоподогреватель температуры воздуха не ниже $60-70^{\circ}\text{C}$.

Наиболее распространенным способом подогрева воздуха теплотой продуктов сгорания является рециркуляция горячего воздуха, простейшая схема которой (с подачей части горячего воздуха после воздухоподогревателя во всасывающий воздуховод дутьевого вентилятора) показана на рис. 1.1,б. Недостатком этой схемы является увеличение объемов воздуха, перекачиваемого дутьевым вентилятором, и соответственно расхода электроэнергии на дутье.

Этот недостаток частично устраняется в схеме (рис. 1.1,в) с использованием дополнительного рециркуляционного вентилятора, нагнетающего горячий воздух в напорный воздуховод основного (дутьевого) вентилятора [21].

Известна также схема рециркуляции воздуха (рис. 1.1,г), в которой основной вентилятор работает на холодном воздухе,

а рециркуляционный — на слабонагретом, получаемом при смешении холодного воздуха и воздуха, нагретого в отдельной секции воздухоподогревателя, включенной по газам параллельно основному воздухоподогревателю [22]. Расход электроэнергии на привод вентилятора в этой схеме возрастает в меньшей степени.

В ряде котлов с регенеративным воздухоподогревателем (РВП) применяется схема рециркуляции воздуха с установкой рециркуляционного вентилятора на холодном воздухе (рис. 1.1,д) [20].

Для обеспечения равномерного поля температур воздуха на входе в воздухоподогреватель при использовании рециркуляции воздуха (рис. 1.1,в, г, д) необходима установка специальных устройств для перемешивания воздуха.

На рис. 1.1,е изображена схема с газовым испарителем и паровыми калориферами [23], на рис. 1.1,ж — схема подогрева воздуха в воздухоподогревателе с водонаполненными трубками [24]. Эти поверхности нагрева работают при стабильной температуре стенки, либо превышающей температуру конденсации паров в продуктах сгорания сернистого топлива, либо соответствующей минимальной скорости коррозии.

Схема подогрева воздуха с экономайзером низкого давления и с газовым испарителем изображена на рис. 1.1,з [25].

1.3. ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА ТЕПЛОТой ПАРА, ОТБИРАЕМОГО ИЗ ТУРБИНЫ

Подогрев воздуха теплотой пара, отбираемого из турбины, как и регенеративный подогрев питательной воды, представляет собой один из методов увеличения степени регенерации теплоты в цикле. Отличительной особенностью регенеративного подогрева воздуха является то обстоятельство, что теплота пара передается не непосредственно рабочему телу, как это имеет место при подогреве питательной воды, а поступает сначала в воздухоподогреватель и топку котла, а затем через поверхности теплообмена возвращается пару и воде. В последующих главах книги эта особенность парового подогрева воздуха будет рассмотрена. Здесь следует подчеркнуть, что эффективность подогрева воздуха существенно зависит от давления используемого пара: чем ниже давление пара, поступающего в калориферы, тем в большей степени при прочих равных условиях повышается КПД турбоустановки. Использование отборов низкого давления, особенно вакуумных, непосредственно в калориферах может оказаться затруднительным из-за больших объемных расходов пара и трудностей его равномерного распределения по трубкам. Последнее может усложнить эксплуатацию калориферов в зимнее время года.

Применение пара как теплоносителя создает также ряд затруднений при работе на пониженных нагрузках, так как для обеспечения более высоких температур подогрева воздуха, которые необ-

ходимы в этих случаях для защиты воздухоподогревателя от коррозии, приходится переключать калориферы на пар более высокого давления, что усложняет эксплуатацию. Поэтому в ряде случаев целесообразно использование схемы подогрева воздуха с промежуточным теплоносителем, в качестве которого может служить питательная или сетевая вода. Такие схемы позволяют при приемлемых диаметрах трубопроводов использовать наиболее низкотемпературную теплоту вакуумных отборов турбины, что повышает экономичность паротурбинного цикла.

Схемы с непосредственным использованием пара, отбираемого из турбины, для одноступенчатого подогрева воздуха представлены на рис. 1.2, а, б. Пар из регенеративных отборов турбины направляется в калориферы, устанавливаемые на напорной или всасывающей стороне дутьевого вентилятора.

Схема двухступенчатого подогрева воздуха в калориферах представлена на рис. 1.2, в [16, 17]. По этой схеме основная ступень калориферной установки устанавливается на напорной стороне вентилятора. Для защиты вентилятора и основной ступени калорифера от обмерзания часть воздуха направляется в дополнительную ступень калорифера, нагревается паром и зимой по воздухопроводу рециркуляции направляется на всас вентилятора, где смешивается с основным потоком воздуха. При отсутствии опасности размораживания основных калориферов воздух, подогретый в дополнительной ступени калорифера, смешивается с потоком воздуха за основной ступенью калориферов.

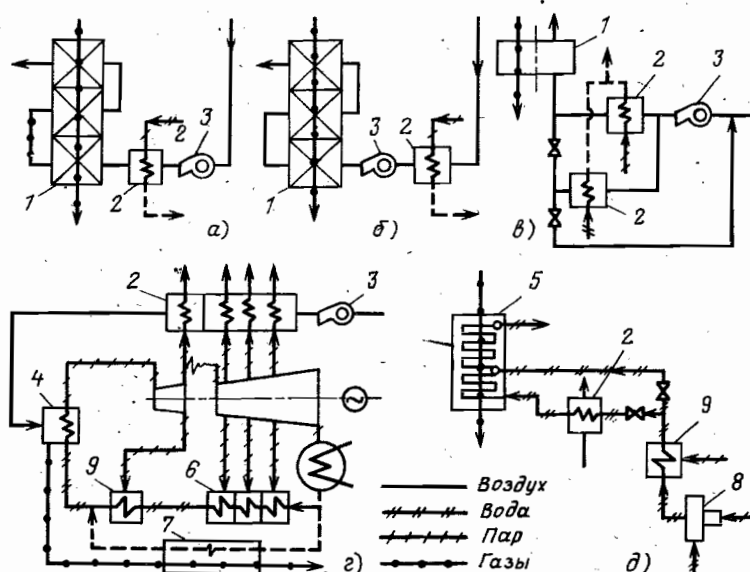


Рис. 1.2. Схема подогрева воздуха теплотой отборного пара турбины: 1 — воздухоподогреватель; 2 — калорифер; 3 — дутьевой вентилятор; 4 — котел; 5 — экономайзер высокого давления; 6 — регенеративные подогреватели низкого давления; 7 — газовый подогреватель питательной воды; 8 — деаэратор; 9 — регенеративные подогреватели высокого давления

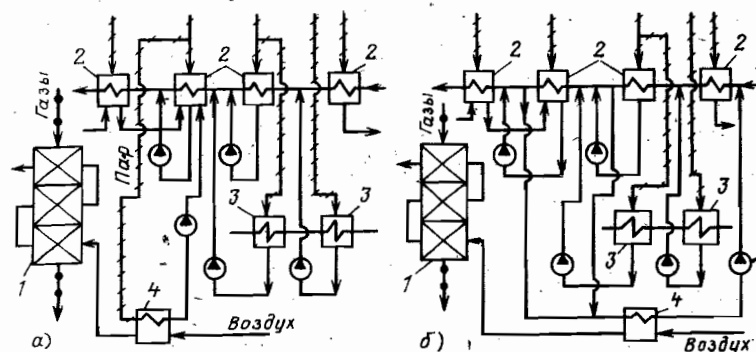


Рис. 1.3. Схемы включения калориферов на ТЭЦ: (а) при подогреве воздуха паром и (б) при подогреве воздуха водой 1 — воздухоподогреватель; 2 — ПНД; 3 — подогреватели сетевой воды; 4 — калорифер

Схема с многоступенчатым подогревом котельного воздуха паром представлена на рис. 1.2, г [26]. Подогрев воздуха по этой схеме осуществляется в многоступенчатой калориферной установке паром, отбираемым из всех регенеративных отборов турбины. При этом часть питательной воды перед ПНД отводится в газовый подогреватель питательной воды, где подогрев воды осуществляется продуктами сгорания, отбираемыми за поверхностями нагрева котла.

На рис. 1.2, д показана схема подогрева воздуха питательной водой [27]. Эта схема применена также при выполнении технического проекта котла для полупикового блока мощностью 500 МВт.

По схеме часть питательной воды после регенеративного подогрева направляется в калориферы, где нагревает воздух. После калориферов вода подогревается продуктами сгорания в первой ступени экономайзера, а затем смешивается с основным потоком питательной воды.

На рис. 1.2, д показана схема подогрева воздуха питательной водой [27]. Эта схема применена также при выполнении технического проекта котла для полупикового блока мощностью 500 МВт. По схеме часть питательной воды после регенеративного подогрева направляется в калориферы, где нагревает воздух. После калориферов вода подогревается продуктами сгорания в первой ступени экономайзера, а затем смешивается с основным потоком питательной воды.

Примеры схем включения калориферов при подогреве воздуха паром и конденсатом на ТЭЦ представлены на рис. 1.3, а и б.

При подогреве воздуха паром часть отборного пара одного из регенеративных отборов (в данном случае отбора на ПНД-3) подается на калориферы. После калорифера конденсат откачивается насосом в соответствующий ПНД.

При подогреве воздуха водой горячий теплоноситель отбирается

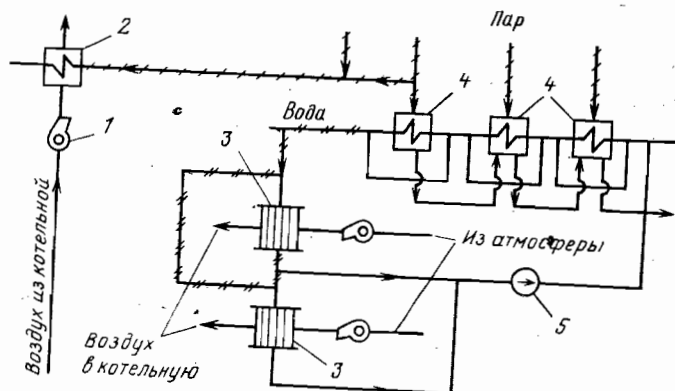


Рис. 1.4. Разомкнутая двухступенчатая схема предварительного подогрева воздуха теплотой отборного пара турбины:
1 — дутьевой вентилятор; 2 — основная калориферная установка (2-я ступень); 3 — отопительные аппараты (1-я ступень); 4 — промежуточные теплообменники; 5 — насос замкнутого контура

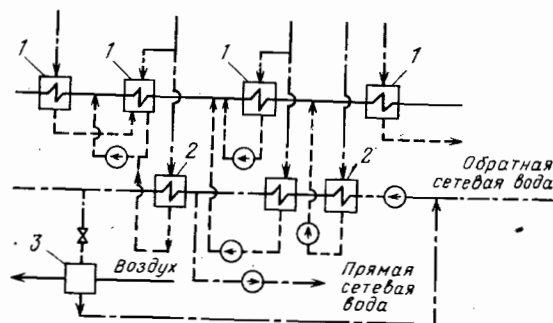


Рис. 1.5. Схема предварительного подогрева воздуха сетевой водой (Т-110-130):
1 — ПНД; 2 — подогреватели сетевой воды; 3 — калорифер.

из тракта низкого давления за одним из ПНД с таким расчетом, чтобы обеспечить необходимую температуру воздуха перед котлом при оптимальных температурных напорах в калориферах.

Для обеспечения регулирования температуры нагрева воздуха в калориферах необходима при переменных режимах или изменении качества топлива в ряде случаев возможность переключения точек отбора воды. Охлажденная вода после калорифера насосом направляется в магистраль конденсата перед первым по ходу воды ПНД, чем обеспечивается увеличение расхода пара на ПНД и выработки на внутреннем тепловом потреблении.

Разомкнутая схема двухступенчатого предварительного подогрева воздуха представлена на рис. 1.4 [28]. По этой схеме воздух

для горения круглогодично должен забираться из котельной дутьевыми вентиляторами в полном объеме. Поступление же наружного воздуха в турбинный и котельный цеха должно производиться через специальные приточные установки с подогревом примерно до $+15^{\circ}\text{C}$. Эти установки выполняют роль подогревателей первой ступени, после чего схема размыкается. Подогрев воздуха в первой ступени производится либо непосредственно паром, отбираемым из турбины, либо конденсатом или сетевой водой. Подогрев воздуха во второй ступени осуществляется в калориферах аналогично описанному выше.

Схема подогрева воздуха сетевой водой представлена на рис. 1.5. Для обеспечения необходимой для подогрева воздуха температуры теплоносителя устанавливается дополнительный подогреватель сетевой воды, использующий нерегулируемый отбор турбоустановки (ПНД-3). Температура воздуха поддерживается изменением расхода сетевой воды. В летнее время используется вода, идущая на горячее водоснабжение.

1.4. СХЕМЫ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА С ИЗМЕНЕНИЕМ СООТНОШЕНИЯ ВОДЯНЫХ ЭКВИВАЛЕНТОВ ГАЗОВ И ВОЗДУХА В ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

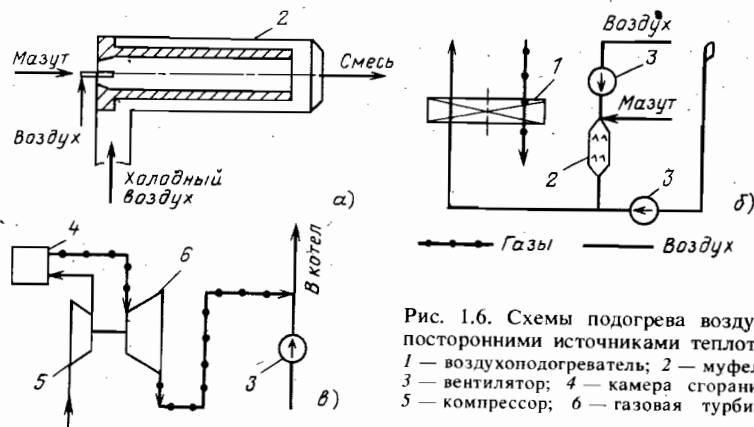
Одним из способов повышения эффективности предварительного подогрева воздуха является целенаправленное изменение соотношения водяных эквивалентов сред в воздухоподогревателях. Теоретическому обоснованию этого направления совершенствования ППВ и разработке различных схем посвящена гл. 3, в которой содержится также подробное их описание.

1.5. ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА ПОСТОРОННИМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОТЫ

К способу подогрева воздуха посторонними источниками теплоты относятся схемы с огневым подогревом воздуха, с подогревом воздуха путем использования газов от ГТУ, применяемой в качестве привода, например, вентилятора и др. Подогрев воздуха производится путем его смешения с горячими газами.

Огневой подогрев осуществляется специальными муфелями, работающими на мазуте или газе (рис. 1.6,а). При этом огневой подогрев чаще всего применяется во время первых пусков энергоблоков. Муфель соединяется с всасывающим воздуховодом дутьевого вентилятора. Эта схема описана в [29].

На рис. 1.6,б и в показаны упомянутые схемы подогрева воздуха от посторонних источников. Отметим, что подмешивание горячих газов к воздуху может производиться как во всасывающем воздуховоде вентилятора, так и в напорном. В последнем случае необходимо применение специального смесителя для обеспечения равномерного распределения температуры газозвоздушной смеси.



1.6. КОМБИНИРОВАННЫЕ СХЕМЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

При создании современных мощных блоков, учитывая сезонные особенности предварительного подогрева воздуха на электростанциях, а также растопочные режимы работы котлов и другие условия, предусматриваются комбинированные схемы подогрева воздуха.

На практике тот или иной способ подогрева воздуха в «чистом виде» осуществляется очень редко. Наиболее распространено сочетание парового подогрева воздуха с рециркуляцией горячего воздуха, что характерно для большинства блоков 150, 200 и 300 МВт. Такое сочетание повышает надежность работы котла в холодное время года (рис. 1.7, а и б).

При мазутной растопке котлов до появления возможности включения рециркуляции горячего воздуха калориферный подогрев воздуха осуществляется паром, подаваемым из общестанционной магистрали. При этом воздух циркулирует по контуру воздухоподогреватель — линия рециркуляции — калориферы — воздухоподогреватель, прогревая металл воздухоподогревателя и тем самым предотвращая выпадение росы из холодных дымовых газов.

Сочетание предварительного парового подогрева воздуха, подогрева теплотой продуктов сгорания и иногда рециркуляции воздуха характерно для схем так называемых каскадных трубчатых воздухоподогревателей (КТВП), разработанных ЗиО [14].

Принципиальная схема каскадного подогрева воздуха показана на рис. 1.7, в, г. В каскадной схеме предварительному подогреву может подвергаться лишь часть воздуха, которая поступает в каскадную ступень. Проходя эту ступень и нагреваясь, воздух

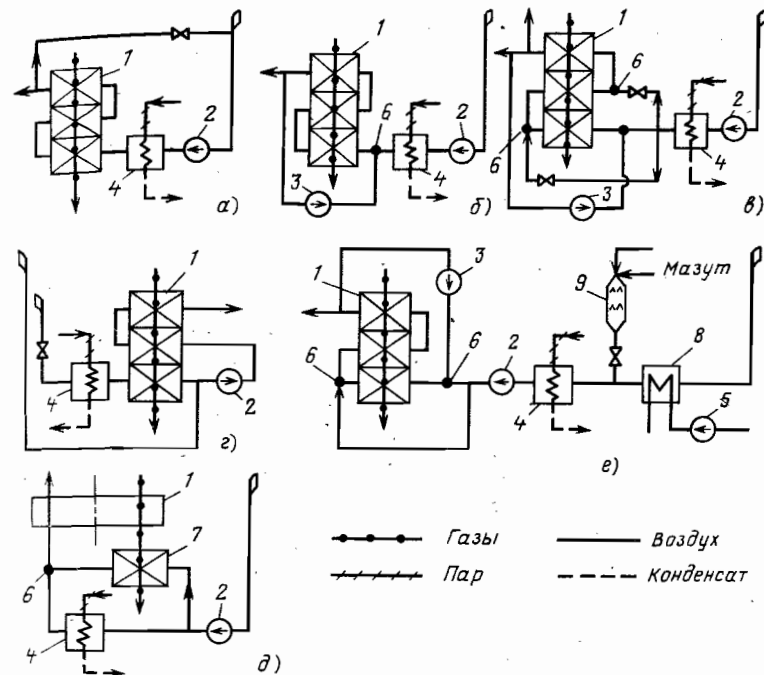


Рис. 1.7. Комбинированные схемы предварительного подогрева воздуха:
 1 — воздухоподогреватель; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — вентилятор рециркуляции воздуха; 4 — калорифер; 5 — насос; 6 — смеситель воздуха; 7 — предвключенный ТВП; 8 — контактно-ребристый теплообменник; 9 — мазутный муфель

смешивается с остальным холодным воздухом или частью его, например, в такой пропорции, чтобы температура воздушной смеси перед следующей ступенью воздухоподогревателя была на том же уровне, что и на входе (перед первой каскадной ступенью). После соединения потоков нагретого каскадного воздуха и холодного воздуха смесь поступает в основную ступень каскадного воздухоподогревателя.

Применение каскадных схем позволяет в котлах на высокосернистом топливе обеспечить высокую входную температуру воздуха и существенно снизить коррозию воздухоподогревателя, сохранив при этом температуру уходящих газов на приемлемом уровне [32].

В отдельных случаях каскадный подогрев воздуха может быть применен для снижения температур уходящих газов $\theta_{ух}$ при заданной поверхности нагрева воздухоподогревателя [33], либо для уменьшения габаритов последнего при сохранении температуры уходящих газов на заданном уровне [31].

При расположении каскадной части трубчатого воздухоподогревателя в напорных воздуховодах для обеспечения хорошего перемешивания холодного и нагретого воздуха устанавливается специальный смеситель (рис. 1.7, в). При расположении каскадной ступени на всасывающей стороне дутьевого вентилятора роль смесителя выполняет вентилятор (рис. 1.7, г).

Осуществление каскадной схемы с РВП обычной конструкции требует установки предвключенной ступени воздухоподогревателя (рис. 1.7, д).

На рис. 1.7, е показана комбинированная схема подогрева воздуха, предложенная ЗиО для газомазутного блока 800 МВт. Эта схема предусматривает экономичную и надежную работу устройств в течение всего года. Наружный воздух зимой подогревается в контактно-ребристом теплообменнике, где воспринимает теплоту охлаждающей воды после конденсаторов турбины [35].

Следующая ступень — паровые калориферы, установленные на всасывающей стороне дутьевого вентилятора. Окончательный подогрев воздуха (до 110°С) перед первой ступенью каскадного трубчатого воздухоподогревателя производится с помощью рециркуляции горячего воздуха. В растопочных режимах используется огневой подогрев воздуха, осуществляемый газами, образующимися при сжигании мазута в муфеле, подключенном к всасывающему воздуховоду.

В последнее время ЗиО предложен ряд схем каскадного подогрева воздуха применительно к РВП (рис. 1.8).

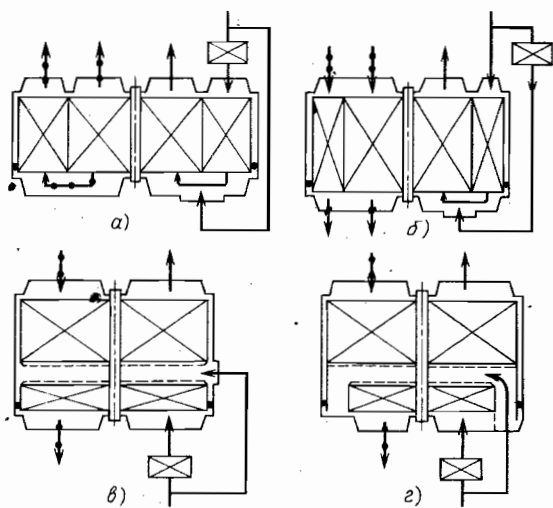


Рис. 1.8. Схемы воздухоподогревателей с каскадным подогревом воздуха применительно к РВП

На рис. 1.8, д изображена схема, разработанная на основе двухходового РВП с коаксиальным расположением холодной и горячей набивки, предложенная ТКЗ.

На рис. 1.8, б представлена схема прямоточно-противоточного РВП с байпасом предварительно подогретого воздуха. Реализация этих схем требует применения РВП с увеличенным диаметром ротора. Схемы, показанные на рис. 1.8, в и г, не требуют увеличения диаметра, но возникают трудности в размещении смесителя между ступенями РВП.

Глава вторая

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СХЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

2.1. АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СХЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

Анализ технико-экономических расчетов, выполняемых при сопоставлении вариантов предварительного подогрева воздуха, показал, что в связи с неодинаковым подходом к выбору исходных данных и различным пониманием отдельных положений методики технико-экономических сопоставлений получаются разноречивые результаты. Имеют место случаи ошибочного подсчета изменения экономичности блока, связанные с использованием при тепловом расчете котельных установок располагаемой теплоты топлива $Q_{\text{пр}}^{\text{р}}$. Существует различный подход к выбору уровня начальной температуры воздуха на входе в калориферы. Приведение вариантов к одинаковой располагаемой мощности производится без достаточного анализа возможностей установленного оборудования.

Наибольшие трудности возникают при использовании регенеративного подогрева воздуха.

Первые работы по исследованию тепловой эффективности [1] и термодинамической сущности [36] регенеративного подогрева воздуха выполнены Л. Б. Кролем и А. М. Андрущенко. В [1, 37] для оценки тепловой эффективности введения парового подогрева воздуха на действующем котле предложена формула

$$\Delta B = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \left(\frac{100 Q_{\text{под}}}{100 - q_3 - q_4 - q_5} - \frac{1,02 \xi Q_{\text{под}}}{\eta_{\text{к}}} - \Delta Q_2 B \right), \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{под}}$ — количество теплоты, переданной паром воздуху в калориферной установке; ξ — коэффициент ценности теплоты отборного пара; $\eta_{\text{к}}$ — КПД котла; B — часовой расход топлива; ΔQ_2 — дополнительные потери теплоты с уходящими газами, связанные с увеличением температуры уходящих газов из-за подогрева воздуха на входе в котел.

В связи с тем что формула (2.1) не в полной мере отражает тепловой баланс котла, ее следует считать приближенной. В ней, кроме того, содер-

жится ряд неясностей, например, непонятно, какой расход топлива должен подставляться в правую часть или почему количество подводимой теплоты делится на КПД топки (по терминологии авторов), а количество отводимой теплоты $1,02 \xi Q_{\text{под}}$ — на КПД котла.

Я. Л. Пеккер [38] предложил учитывать эффективность парового подогрева в целом по электростанции с помощью условных потерь теплоты с уходящими газами:

$$q_2^{\text{усл}} = K_Q q_2 - \Delta q_2, \quad (2.2)$$

где

$$K_Q = \frac{Q_n^p}{Q_n^p + i_{\text{тл}} + Q_{\text{в. внеш}}}; \quad (2.3)$$

$$\Delta q_2 = 0,1 (1 - \xi) Q_{\text{в. внеш}}^n;$$

$$Q_{\text{в. внеш}}^n = \frac{Q_{\text{в. внеш}}}{Q_n^p} \cdot 10^3;$$

$Q_{\text{в. внеш}}$ — количество теплоты, подводимое к котлу с подогретым воздухом, отнесенное к 1 кг топлива; $i_{\text{тл}}$ — физическая теплота топлива.

Условная величина потерь теплоты с уходящими газами отражает по [38] изменение экономичности как котла — первое слагаемое формулы (2.2), так и турбины — второе слагаемое. При этом изменение потерь теплоты с уходящими газами по котлу относится к располагаемой теплоте топлива (с учетом теплоты подогрева воздуха), а экономия теплоты в турбинном отделении определяется в зависимости от коэффициента энергоценности отборного пара с учетом возврата теплоты в цикл (формула 2.3). Такой подход к оценке тепловой эффективности парового подогрева воздуха представляется недостаточно точным.

Ниже будет показано, что в случае учета возврата теплоты воздуха в цикл при расчете КПД турбоустановки неправомерно рассчитывать потери в котле с учетом $Q_{\text{в. внеш}}$, как это приводится в [38]. При достаточно большой относительной величине $Q_{\text{в. внеш}}$ эта ошибка может достигать недопустимых значений.

Аналогичная ошибка происходит и при определении расхода топлива по методике ОРГРЭС на блоках с предварительным подогревом воздуха в калориферах [39]. Авторы правильно учитывают снижение удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии турбоагрегатом при включении калориферов, но неправомерно используют КПД котла брутто, отнесенный к располагаемой теплоте топлива.

В руководящих указаниях АТЭП предлагается учитывать увеличение расхода топлива, связанное с подогревом воздуха в калориферах, добавлением к расходу на собственные нужды расхода теплоты на калориферы, что нельзя признать правильным, так как

в этом случае не учитывается возврат теплоты с воздухом, а также различная энергетическая ценность отбираемого из турбины пара, используемого для подогрева воздуха.

В дополнениях к инструкции ОРГРЭС, посвященных учету предварительного подогрева воздуха в калориферах, приведена формула, которая справедлива лишь для частного случая — подогрева воздуха свежим паром [40].

В [41] приводится формула для определения изменения удельного расхода топлива в процентах при изменении нагрева воздуха в калориферах отборным паром турбины:

$$\Delta B_3^{\text{от}} = \frac{\Delta \eta_k^{\text{бр}}}{\eta_k^{\text{бр}}} 10^2 - (1 - \xi) \Delta q_{\text{кф}}, \quad (2.4)$$

где $\Delta \eta_k^{\text{бр}}$ — изменение КПД котла брутто; $\Delta q_{\text{кф}}$ — изменение расхода теплоты на калориферную установку, отнесенное к полному расходу теплоты на установку, %.

Формула (2.4) дает достаточно точный результат в случае относительно небольшого подогрева воздуха. При значительных затратах теплоты на подогрев воздуха появляется погрешность из-за того, что в формулу входит КПД котла, рассчитываемый по располагаемой теплоте топлива. Правильнее вести расчет по КПД котла, отнесенному к низшей теплоте сгорания топлива.

Приведенная формула в [42] для определения расхода топлива при подогреве воздуха в калориферах отражает структуру потоков энергии, однако в ней относительная доля теплоты, затрачиваемая на подогрев воздуха, необоснованно умножается на КПД котла, что приводит к неверным результатам.

Описанное выше положение заставило авторов данной книги рассмотреть вопросы тепловой эффективности предварительного подогрева воздуха более подробно.

2.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭНЕРГОУСТАНОВОК КЭС С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ПОДОГРЕВОМ ВОЗДУХА

При отсутствии предварительного подогрева воздуха для энергоблока, оборудованного замкнутой системой пылеприготовления, тепловой баланс может быть представлен в следующем виде (рис. 2.1,а). Для котла можно записать

$$Q_{\text{п.в}} + BQ_n^p + BQ_{\text{х.в}} + Q'_{\text{пп}} = Q_{\text{пе (к)}} + BQ_{\text{ух}} + Q''_{\text{пп (к)}} + B \sum Q_3 \div 6, \quad (2.5)$$

где $Q_{\text{пе (к)}}$ — количество теплоты, направляемой в машинный зал с острым паром, кДж/ч; $Q''_{\text{пп (к)}}$ — количество теплоты, направляемой в машинный зал с паром после промперегрева, кДж/ч; $Q'_{\text{пп}}$ — количество теплоты, направляемой в котел с паром для промперегрева, кДж/ч; $Q_{\text{п.в}}$ — количество теплоты, направляемой

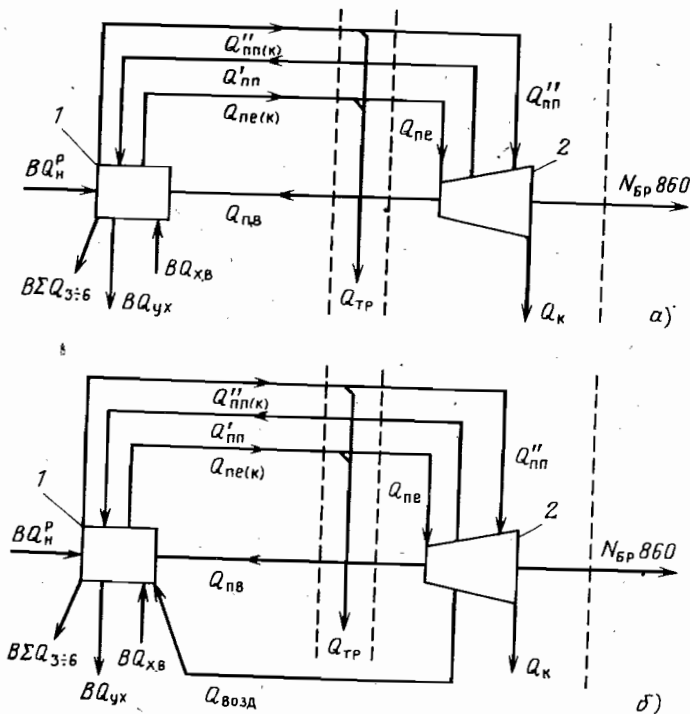


Рис. 2.1. Варианты схем теплового баланса энергоблока:
а — без ППВ; б — с регенеративным ППВ; 1 — котел; 2 — машинный зал

в котел с питательной водой, кДж/ч; Q_{ux} — потери теплоты с уходящими газами, равные энтальпии газов, кДж/кг; Q_{xb} — количество теплоты холодного воздуха, поступающего в котельную установку, кДж/кг; $\Sigma Q_{3:6}$ — потери теплоты в котле с химическим и механическим недожогом, во внешнюю среду и с физической теплотой шлака, кДж/кг.

Из уравнения (2.5) можно записать

$$BQ_n^p \left(1 - \frac{Q_{ux}}{Q_n^p} + \frac{Q_{xb}}{Q_n^p} - \frac{\Sigma Q_{3:6}}{Q_n^p} \right) = Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np} \quad (2.6)$$

или

$$BQ_n^p \eta'_{k,y} = Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q'_{np(k)} - Q'_{np}$$

где $\eta'_{k,y}$ — КПД котла, отнесенный к низшей теплоте сгорания топлива.

Для турбоустановки можно записать

$$\eta_{ty} = \frac{3600 N_{бр}}{(Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np}) - Q_{tr}} \quad (2.7)$$

или

$$\eta_{ty} = \frac{3600 N_{бр}}{(Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np}) \eta_{т.п}} = \frac{3600 N_{бр}}{Q_{pe} - Q_{n.v} + Q'_{np} - Q'_{np}}$$

где Q_{tr} — количество теплоты, теряемое в трубопроводах, кДж/кг; $\eta_{т.п}$ — КПД теплового потока.

Подставив значение $(Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np})$ из (2.7) в (2.6), получим

$$B = \frac{3600 N_{бр}}{\eta'_{k,y} \eta_{ty} \eta_{т.п} Q_n^p} \quad (2.8)$$

или

$$B = \frac{q_{бр}^{ty} N_{бр}}{\eta'_{k,y} \eta_{т.п} Q_n^p} \quad (2.9)$$

где $q_{бр}^{ty}$ — удельный расход теплоты брутто по турбоустановке, кДж/(кВт·ч).

В вариантах с предварительным подогревом воздуха для блока, оборудованного замкнутой системой пылеприготовления, тепловой баланс может быть представлен в следующем виде (см. рис. 2.1,б):

для котла можно записать

$$BQ_n^p \left(1 - \frac{Q_{ux}}{Q_n^p} + \frac{Q_{xb}}{Q_n^p} - \frac{\Sigma Q_{3:6}}{Q_n^p} \right) = Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np} - Q_v$$

или

$$BQ_n^p \eta'_{k,y} = Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np} - Q_v \quad (2.10)$$

где Q_v — количество теплоты пара, переданной воздуху, кДж/ч; для турбоустановки можно записать

$$\eta_{ty} = \frac{3600 N_{бр}}{(Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np} - Q_v) - Q_{tr}}$$

или

$$\eta_{ty} = \frac{3600 N_{бр}}{(Q_{pe(k)} - Q_{n.v} + Q''_{np(k)} - Q'_{np} - Q_v) \eta_{т.п}} =$$

$$= \frac{3600N_{\text{бp}}}{Q_{\text{пе}} - Q_{\text{п.в}} + Q'_{\text{пп}} - Q_{\text{в}} - Q'_{\text{пп}}}. \quad (2.11)$$

Подставив значение $(Q_{\text{пе (к)}} - Q_{\text{п.в}} + Q'_{\text{пп (к)}} - Q'_{\text{пп}} - Q_{\text{в}})$ из (2.11) в (2.10), получим

$$B = \frac{3600N_{\text{бp}}}{\eta'_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \quad (2.12)$$

или

$$B = \frac{q_{\text{бp}}^{\text{ty}} N_{\text{бp}}}{\eta'_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{p}}}, \quad (2.13)$$

где $q_{\text{бp}}^{\text{ty}}$ — удельный расход теплоты брутто по турбоустановке, кДж/(кВт·ч) [см. формулу (2.23)].

Рассмотрение выражений (2.8) и (2.12) показывает, что определение расхода теплоты на блок в вариантах с предварительным подогревом воздуха и без него может производиться по одним и тем же формулам. Однако необходимо учитывать, что КПД котла должен при этом относиться к низшей теплоте сгорания топлива в соответствии с (2.6) и (2.10), а КПД турбоустановки должен вычисляться с учетом возврата теплоты воздуха в цикл в соответствии с формулой (2.11).

Подстановка в формулу (2.12) и (2.13) КПД котла, отнесенного к располагаемой теплоте топлива $Q_{\text{р}}^{\text{p}}$, приведет к ошибке в расчетах. Если использовать КПД котла, отнесенный к $Q_{\text{р}}^{\text{p}}$, то необходимо иметь в виду следующее соотношение:

$$\begin{aligned} \eta'_{\text{к.у}} &= 1 - \frac{Q_{\text{yx}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} + \frac{Q_{\text{x.в}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} - \frac{\Sigma Q_{3 \div 6}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = \\ &= 1 - \frac{Q_{\text{yx}} Q_{\text{р}}^{\text{p}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}} Q_{\text{н}}^{\text{p}}} + \frac{Q_{\text{x.в}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \frac{Q_{\text{р}}^{\text{p}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} - \frac{\Sigma Q_{3 \div 6}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \frac{Q_{\text{р}}^{\text{p}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} + \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{р}}^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \left(\frac{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} - \frac{Q_{\text{yx}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} + \frac{Q_{\text{x.в}}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} - \frac{\Sigma Q_{3 \div 6}}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} + \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} - \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{р}}^{\text{p}}} \right). \end{aligned}$$

Здесь $Q_{\text{в}}'$ — удельное количество теплоты пара, подводимое к воздуху, кДж/кг.

Учитывая, что при отсутствии других внешних потоков теплоты, кроме теплоты, подведенной к воздуху отборным паром, имеет место равенство $Q_{\text{р}}^{\text{p}} = Q_{\text{н}}^{\text{p}} + Q_{\text{в}}'$, получим

$$\eta'_{\text{к.у}} = \eta_{\text{к.у}} \frac{Q_{\text{р}}^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} - \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = \eta_{\text{к.у}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у}}}{\eta_{\text{к.у}}} \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \right). \quad (2.14)$$

где $\eta_{\text{к.у}}$ — КПД котла, отнесенный к $Q_{\text{р}}^{\text{p}}$.

С учетом соотношения (2.14) формулы (2.12) и (2.13) принимают вид

$$B = \frac{3600N_{\text{бp}}}{\eta_{\text{т.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{к.у}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у}}}{\eta_{\text{к.у}}} \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \right)}; \quad (2.15)$$

$$B = \frac{q_{\text{бp}}^{\text{ty}} N_{\text{бp}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{к.у}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у}}}{\eta_{\text{к.у}}} \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \right)}. \quad (2.16)$$

В случаях, когда температура топлива, поступающего на блок, в среднегодовом разрезе существенно выше (или ниже) 0°C или имеет место подогрев топлива от постороннего для блока источника теплоты, а также при использовании разомкнутых систем пылеприготовления с газовой сушкой (когда КПД котла учитывает расход теплоты газов на сушку как потери) в указанных выше формулах для определения расхода топлива на блок вместо $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ следует подставлять $Q_{\text{н}}^{\text{p}} + i_{\text{т.л}}$.

В разомкнутых пылесистемах с паровой сушкой, в связи с тем что возврат теплоты в цикл с подогретым топливом учитывается при расчете $q_{\text{бp}}^{\text{ty}}$, под $i_{\text{т.л}}$ должна пониматься величина физической теплоты топлива, поступающей в систему пылеприготовления.

Учитывая сказанное, в наиболее общем виде выражение для расчета расхода топлива на блок следующее

$$B = \frac{q_{\text{бp}}^{\text{ty}} N_{\text{бp}}}{(Q_{\text{н}}^{\text{p}} + i_{\text{т.л}}) \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{к.у}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у}}}{\eta_{\text{к.у}}} \frac{Q_{\text{в}}'}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} + i_{\text{т.л}}} \right)} \quad (2.17)$$

Тепловая эффективность предварительного подогрева воздуха может быть выявлена анализом удельного расхода топлива для вариантов с предварительным подогревом воздуха и без него. Величины, относящиеся к варианту без подогрева воздуха, отметим индексом 0.

Для варианта без подогрева воздуха, учитывая (2.9), можно записать

$$b_{\text{бp.0}} = \frac{q_{\text{бp.0}}^{\text{ty}}}{\eta'_{\text{к.у.0}} \eta_{\text{т.п.0}} Q_{\text{н}}^{\text{p.0}}}. \quad (2.18)$$

Для варианта с подогревом воздуха, учитывая (2.13), запишем

$$b_{6p} = \frac{q_{6p}^{ty}}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p} \quad (2.19)$$

Разделив (2.19) на (2.18) и учитывая, что $\eta_{т,п0} = \eta_{т,п}$, применяя свойство пропорции, получим

$$\frac{b_{6p} - b_{6p0}}{b_{6p0}} 100 = \frac{q_{6p}^{ty} \eta'_{k,y0} - q_{6p0}^{ty} \eta'_{k,y}}{q_{6p0}^{ty} \eta'_{k,y}} 100. \quad (2.20)$$

Для удельного расхода теплоты нетто

$$b_{н0} = \frac{q_{6p0}^{ty}}{\eta'_{k,y0} \eta_{т,п0} Q_n^p \eta_{с,н0}};$$

$$b_n = \frac{q_{6p}^{ty}}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p \eta_{с,н}}.$$

Здесь $\eta_{с,н0} = N_{н0}/N_{6p0}$; $\eta_{с,н} = N_n/N_{6p}$; $N_{н0}$ и N_n — мощности блока нетто; N_{6p0} и N_{6p} — мощности блока брутто.

$$N_{6p0} = N_{н0} + N_{с,н0}; N_{6p} = N_n + N_{с,н},$$

где $N_{с,н0}$ и $N_{с,н}$ — мощности, потребляемые механизмами собственных нужд блока;

$$\frac{b_n - b_{н0}}{b_{н0}} 100 = \left(\frac{q_{6p}^{ty} \eta'_{k,y0} \eta_{с,н0}}{q_{6p0}^{ty} \eta'_{k,y} \eta_{с,н}} - 1 \right) 100. \quad (2.21)$$

Величина q_{6p}^{ty} может быть выражена через q_{6p0}^{ty} с помощью коэффициентов ценности теплоты пара, отбираемого из турбины [43]:

$$q_{6p}^{ty} = q_{6p0}^{ty} - (1 - \xi) b_{6p} Q'_в, \quad (2.22)$$

где ξ — коэффициент ценности теплоты пара, используемого для предварительного подогрева воздуха (см. приложение). Подставив значение b_{6p} из (2.19) в (2.22), получим

$$q_{6p}^{ty} = q_{6p0}^{ty} - (1 - \xi) \frac{q_{6p}^{ty} Q'_в}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p};$$

$$q_{6p}^{ty} = \frac{q_{6p0}^{ty}}{1 + (1 - \xi) \frac{Q'_в}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p}}. \quad (2.23)$$

Подставив значение q_{6p}^{ty} в (2.20), будем иметь

$$\delta b_{6p} = \frac{b_{6p} - b_{6p0}}{b_{6p0}} 100 = \left(\frac{\eta'_{k,y0} / \eta'_{k,y}}{1 + (1 - \xi) \frac{Q'_в}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p}} - 1 \right) 100 =$$

$$= \left(\frac{\eta'_{k,y0} / \eta'_{k,y}}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p + Q'_в (1 - \xi)} - 1 \right) 100 = \frac{\eta'_{k,y0} \eta_{т,п} Q_n^p 100}{\eta'_{k,y} \eta_{т,п} Q_n^p + (1 - \xi) Q'_в} - 100 \quad (2.24)$$

или с учетом соотношения (2.14)

$$\delta b_{6p} = \frac{\eta_{k,y0} \eta_{т,п} Q_n^p 100}{1 - \eta_{k,y} \left(1 - \frac{1 - \eta_{k,y}}{\eta_{к,у}} \frac{Q'_в}{Q_n^p} \right) \eta_{т,п} Q_n^p + (1 - \xi) Q'_в} - 100. \quad (2.25)$$

Количество теплоты, подводимой к воздуху от пара на 1 кг топлива, используемое в приведенных выше уравнениях, вычисляется по формуле

$$Q'_{в_i} = g \beta'_{вп} (I_{в_i}^{кф} - I'_{в,ср_i}), \quad (2.26)$$

где g — доля воздуха, нагреваемого в калориферах (для схемы с избыточным воздухом может быть больше единицы); $\beta'_{вп}$ — отношение действительного расхода воздуха к теоретически необходимому на входе в воздухоподогреватель; $I_{в_i}^{кф}$ — энтальпия воздуха на выходе из калориферов, кДж/кг; $I'_{в,ср_i}$ — то же на входе в калориферы на расчетном режиме, кДж/кг.

Величина $I_{в,ср}^{кф}$ должна определяться условиями предотвращения коррозии и загрязнения воздухоподогревателя или технико-экономическими расчетами.

Температура воздуха на входе в калорифер и значение $I'_{в,ср_i}$ определяются температурой наружного воздуха, степенью подогрева воздуха за счет тепловыделений при работе оборудования в условиях нормальной вентиляции и отопления внутренних помещений электростанции и температурой в дутьевом вентиляторе.

Для определения эффективности предварительного подогрева воздуха на основе климатологических данных вычисляется средняя для каждого из расчетных режимов температура воздуха на входе в калориферную установку.

Для вновь проектируемых блоков среднюю для каждого из расчетных режимов температуру воздуха на входе в калориферную установку (при расположении последней на напорной стороне дутьевого вентилятора) следует определять по приближенной

формуле

$$t'_{в.ср_i} = t_{нар_i}^{ср} + \Delta t_{q_5} + \Delta t_{вент_i}, \quad (2.27)$$

где $t_{нар_i}^{ср}$ — средняя на расчетном режиме температура наружного воздуха, °С; Δt_{q_5} — повышение температуры воздуха за счет тепловыделений в помещении котельной, °С; $\Delta t_{вент_i}$ — повышение температуры воздуха в дутьевом вентиляторе, °С.

Величину Δt_{q_5} следует определять по формуле

$$\Delta t_{q_5} = \frac{K_{q_5} q_5 Q_{p_i}^p}{\beta_{вп} c_{в} V_0 100}, \quad (2.27a)$$

где K_{q_5} — коэффициент использования потерь теплоты для подогрева воздуха на расчетном режиме (рис.2.2.); q_5 — потери теплоты во внешнюю среду, %; $c_{в}$ — объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·°С) при 0°С и 1013,2 ГПа; V_0 — объем теоретически необходимого воздуха для сжигания 1 кг топлива, м³/кг при 0°С и 1013,2 ГПа. Величина $\Delta t_{вент_i}$ определяется по формуле

$$\Delta t_{вент_i} = \frac{2,78 (t'_{вент_i} + 273) H_{вент} 10^{-4}}{\eta_{вент}}, \quad (2.27б)$$

где $H_{вент}$ — перепад давлений, Па; $\eta_{вент}$ — КПД вентилятора, %; $t'_{вент_i}$ — температура воздуха за вентилятором, °С.

При наличии рециркуляции горячего воздуха на всас дутьевого вентилятора средняя на i -м режиме температура воздуха на входе в калориферную установку определяется по формулам

$$t'_{в.ср_i} = \frac{\beta'_{вс} c'_{вс} (t_{нар_i}^{ср} + \Delta t_{q_5}) + \beta'_{рец} c'_{г.в} t'_{г.в}}{\beta'_{вп} c'_{в.ср}}, \quad (2.27в)$$

$$\beta'_{вп} = \beta'_{вс} + \beta'_{рец},$$

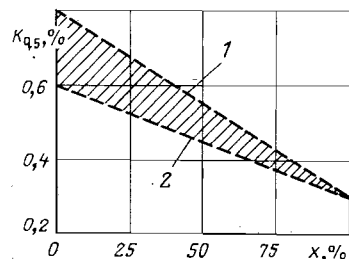


Рис. 2.2. Зависимость доли полезного использования потерь теплоты в окружающую среду K_{q_5} от доли воздуха, забираемого снаружи x :

1 — полное закрытие проемов сверху здания; 2 — неполное закрытие

где $\beta'_{вп}$, $\beta'_{вс}$, $\beta'_{рец}$ — отношения действительных расходов воздуха к теоретически необходимым соответственно на входе в воздухоподогреватель, перед дутьевым вентилятором и в линии рециркуляции; $c'_{вп}$, $c'_{вс}$, $c'_{г.в}$ — удельные теплоемкости указанных потоков воздуха, кДж/(кг·°С).

При предварительном подогреве воздуха отборным паром на действующем блоке (при расположении калориферов на напорной стороне дутьевого вентилятора)

$$t'_{в.ср_i} = \bar{t}_{вс_i} + \Delta t_{вент_i},$$

где $\bar{t}_{вс_i}$ — средняя на i -м режиме температура воздуха на всасывающей стороне дутьевого вентилятора (учитывает $t_{нар_i}^{ср}$ и Δt_{q_5} при фактическом состоянии теплоизоляции на котле и подогрев воздуха в системе вентиляции электростанции, а также возврат теплоты с воздухом, охлаждающим балки).

При наличии рециркуляции горячего воздуха на всас дутьевого вентилятора среднюю температуру на i -м режиме следует определять по формулам

$$t_{в.ср_i} = \frac{\beta'_{вс} c'_{вс} t_{вс_i} + \beta'_{рец} c'_{г.в} t'_{г.в}}{(\beta'_{вс} + \beta'_{рец}) c'_{вп.ср}}, \quad (2.28)$$

где $\beta'_{вп} = \beta'_{вс} + \beta'_{рец}$.

При сбросе части нагретого избыточного воздуха на вход в калориферы $t'_{в.ср_i}$ определяется по формулам (2.27) и (2.28), где количество воздуха, сбрасываемого в калорифер из схем избыточного воздуха, учитывается величиной $\beta'_{рец}$.

При установке калориферов в вентиляционных проемах здания следует принимать $t'_{в.ср} = t_{нар}^{ср}$.

Определение тепловой экономичности предварительного подогрева воздуха теплотой продуктов сгорания топлива в котле (рециркуляцией воздуха в воздухоподогревателе; уходящими газами; промежуточным теплоносителем, обогреваемым дымовыми газами) производится по приведенным выше формулам при условии $Q'_в = 0$, а именно:

$$B = \frac{3600 N_{бр}}{\eta_{т.у} \eta_{г.л} \eta_{к.у} Q_n^p}; \quad B = \frac{q_{бр}^{т.у} N_{бр}}{\eta_{т.л} \eta_{к.у} Q_n^p}.$$

КПД котла в этих формулах определяется по температуре уходящих газов, покидающих устройства для предварительного подогрева воздуха.

Относительное изменение тепловой экономичности блока с предварительным подогревом воздуха теплотой продуктов сгорания топлива по сравнению с вариантом без подогрева воздуха в этом случае выражается формулами

$$\delta b_{бр} = \frac{b_{бр} - b_{бр0}}{b_{бр0}} 100 = \left(\frac{\eta_{к.у0}}{\eta_{к.у}} - 1 \right) 100;$$

$$\delta b_n = \frac{b_n - b_{н0}}{b_{н0}} 100 = \left(\frac{\eta_{к.у0} \eta_{с.н0}}{\eta_{к.у} \eta_{с.н}} - 1 \right) 100.$$

Расход топлива для блока, реализующего предварительный подогрев воздуха циркуляционной водой, определяется по форму-

$$B = \frac{q_{6p}^3 N_{6p} + Q_{отп}}{(Q_n^p + i_{тл}) \left(1 - \frac{1 - \eta_{к.у}}{\eta_{к.у}} \frac{Q_n^p}{Q_n^p + i_{тл}}\right) \eta_{к.у} \eta_{тл.п}}, \quad (2.34)$$

где N_{6p} — мощность энергоустановки брутто, кВт; $\eta_{к.у}$ — КПД котла, отнесенный к располагаемому количеству теплоты топлива Q_n^p и определяемый в соответствии с нормами теплового расчета котлов; $\eta_{тл.п}$ — КПД теплового потока, учитывающий потери теплоты в трубопроводах; $i_{тл}$ — физическая теплота топлива (учитывается в случае, если температура топлива существенно выше или ниже 0°C , при разомкнутых пылесистемах или подогреве топлива от постороннего источника), кДж/кг.

Формула (2.34) может быть использована при определении расхода топлива для вариантов без предварительного подогрева воздуха или при регенеративном подогреве воздуха для ряда режимов работы оборудования. При режимах, в которых изменяется располагаемая мощность или количество отпускаемой теплоты по вариантам, формула (2.34) должна дополняться слагаемыми, учитывающими затраты топлива на замещающих установках.

При определении удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии возможны следующие варианты.

Вариант 1 — оборудование позволяет выработать в котле и пропустить через ЦВД турбины дополнительный расход свежего пара, необходимый для обеспечения регенеративного подогрева воздуха. При этом целесообразно рассмотреть следующие режимы.

1) *Режим максимального использования теплофикационных и производственных отборов при вентиляционном расходе пара в конденсатор.* В этом случае за счет пропускаемого через ЦВД турбины дополнительного количества пара, необходимого для регенеративного подогрева воздуха до точки отбора его на калориферы, мощность турбины увеличивается. Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии можно определить по формуле

$$q_{6p, i}^3 = \frac{q_{6p, 0_i}^3 N_{6p, 0_i} + 3600 \Delta N_{6p, i}}{N_{6p, 0_i} + \Delta N_{6p, i}}, \quad (2.35)$$

где $q_{6p, 0_i}^3$ — удельный расход теплоты на выработку электроэнергии на i -м режиме в исходном случае (без предварительного подогрева воздуха), кДж/(кВт · ч); $N_{6p, 0_i}$ — мощность турбины брутто в исходном случае (без предварительного подогрева воздуха) на i -м режиме, кВт; $\Delta N_{6p, i}$ — дополнительная мощность на i -м режиме

за счет выработки электроэнергии потоками пара, используемого для подогрева воздуха, кВт.

Примечание. Здесь и в дальнейшем все значения с индексом 0 относятся к вариантам без предварительного подогрева воздуха.

Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии в исходном случае на i -м режиме $q_{6p, 0_i}^3$ определяется либо по типовым нормативным характеристикам, либо по известной формуле

$$q_{6p, 0_i}^3 = \frac{D_{пе_i} (i_{пе_i} - i_{п.в_i}) + D_{пп_i} (i''_{пп_i} - i'_{пп_i}) - Q_{отп_i}}{N_{6p, 0_i}}, \quad (2.36)$$

где $Q_{отп_i}$ — количество теплоты, отпускаемой на отопление и на производственные нужды, кДж/ч.

Дополнительная мощность $\Delta N_{6p, i}$ может быть определена по приближенной формуле

$$\Delta N_{6p, i} = \frac{\sum_{l=1}^n \Delta D h_{n_l}}{3600} + \frac{\sum_{k=1}^m \frac{D_{m_i} h_{m_i}}{G_{m_i}} \sum_{l=1}^n \Delta D_{n_l}}{3600}, \quad (2.37)$$

где ΔD_{n_i} — дополнительный расход пара на n -й отбор на i -м режиме, кг/ч; h_{n_i} — использованный перепад теплоты n -го отбора, кДж/кг; n — число отборов пара, теплота которых используется для подогрева воздуха; m — число регенеративных подогревателей в рассматриваемой установке; k — номер последнего по ходу воды отбора пара (считая от выхлопной части турбины), используемого для подогрева воздуха; D_{m_i} — расход пара в m -й отбор в исходном случае на i -м режиме (начиная с $k+1$ отбора), кг/ч; h_{m_i} — использованный перепад теплоты на m -м отборе при i -м режиме, кДж/кг; G_{m_i} — расход воды через m -й подогреватель на i -м режиме, кг/ч.

Расчеты по формуле (2.37) выполняются на основе тепловых балансов калориферных установок с использованием данных по расчетам тепловых схем турбоустановок.

В этом случае расход топлива определяется с учетом затрат топлива на выработку электроэнергии на замещающей КЭС (конденсационной электростанции):

$$B_i = \frac{q_{6p, i}^3 (N_{6p, 0_i} + \Delta N_{6p, i}) + Q_{отп, 0_i}}{(Q_n^p + i_{тл}) \eta_{к.у_i} \left(1 - \frac{1 - \eta_{к.у_i}}{\eta_{к.у_i}} \frac{Q_{в_i}}{Q_n^p + i_{тл}}\right) \eta_{тл}} - b_{зам}^{6p} \Delta N_{6p, i} \quad (2.38)$$

где $b_{\text{зам}}^{\text{бр}}$ — удельный расход топлива на замещающей КЭС, кг/(кВт·ч).

2) Конденсационный режим работы и режим с теплофикационными отборами и конденсационной выработкой. Подогрев воздуха обеспечивается при неизменной мощности турбины за счет уменьшения конденсационной выработки электроэнергии и замены ее выработкой на внутреннем тепловом потреблении. Количество отпускаемой теплоты остается постоянным. Удельный расход теплоты в этом случае можно определить по формуле

$$q_{\text{бр}i}^3 = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} + (3600 - q_{\text{конд}0i}) \Delta N_{\text{бр}i}}{N_{\text{бр}0i}}, \quad (2.39)$$

где $q_{\text{конд}0i}$ — удельный расход теплоты на конденсационную выработку, который следует определять по формуле

$$q_{\text{конд}0i} = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} - 3600 N_{\text{т}0i}}{N_{\text{бр}0i} - N_{\text{т}0i}},$$

где $N_{\text{т}0i}$ — теплофикационная мощность турбины на i -м режиме, включая отпуск теплоты потребителям и на регенеративный подогрев питательной воды, кВт; $\Delta N_{\text{бр}i}$ — определяется по формуле (2.37).

Расход топлива в этом случае следует определять по формуле (2.34).

Вариант 2 — оборудование не позволяет увеличить расход свежего пара, однако допускает ограничить расход пара на ПВД либо вытеснить регенерацию посторонним для турбины источником теплоты, необходимым для обеспечения подогрева воздуха.

При этом удельный расход теплоты можно рассчитать по формуле

$$q_{\text{бр}i}^3 = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} + 3600 \Delta N_{\text{бр}i}}{N_{\text{бр}0i} + \Delta N_{\text{бр}i}}, \quad (2.40)$$

где $\Delta N_{\text{бр}i} = \Delta N_{\text{кф}i} - \Delta N_{\text{выт}i}$; $\Delta N_{\text{кф}i}$ — увеличение мощности за счет потоков пара, теплота которого используется для подогрева воздуха, кВт; $\Delta N_{\text{выт}i}$ — уменьшение мощности за счет уменьшения выработки электроэнергии вытесняемыми потоками пара, определяемое по формуле

$$\Delta N_{\text{выт}i} = \frac{\sum \Delta D_{\text{выт}i} h_{\text{выт}i}}{3600}. \quad (2.41)$$

В случае превышения вытеснения регенерации (против необходимого для предварительного подогрева воздуха) удельный рас-

ход теплоты на конденсационном режиме вычисляется по формуле

$$q_{\text{бр}i}^3 = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} + 3600 (\Delta N_{\text{кф}i} - \Delta N_{\text{выт}i}) + q_{\text{конд}i} \Delta N_{\text{конд}i}}{N_{\text{бр}0i} + \Delta N_{\text{кф}i} + \Delta N_{\text{конд}i} - \Delta N_{\text{выт}i}}, \quad (2.42)$$

где $\Delta N_{\text{конд}i}$ — изменение мощности турбоустановки за счет изменения выработки конденсационным потоком пара, кВт.

На вентиляционном и теплофикационном с конденсационной выработкой режимах, когда избыточный для подогрева воздуха пар идет на увеличение отпуска теплоты, удельный расход теплоты определяется по формуле

$$q_{\text{бр}i}^3 = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} + 3600 (\Delta N_{\text{кф}i} + \Delta N_{\text{тепл}i} - \Delta N_{\text{выт}i})}{N_{\text{бр}0i} + \Delta N_{\text{кф}i} + \Delta N_{\text{тепл}i} - \Delta N_{\text{выт}i}}, \quad (2.43)$$

где $\Delta N_{\text{тепл}i}$ — изменение мощности на тепловом потреблении, кВт.

При изменении мощности энергоустановки и количества отпускаемой теплоты расход топлива по варианту должен определяться с учетом соответствующих затрат на топливо на замещающих установках.

Вариант 3 — оборудование не позволяет добавить дополнительное количество свежего пара на турбину и вытеснить регенерацию либо устройства для вытеснения регенерации не устанавливаются.

При этом целесообразно рассмотреть следующие режимы.

1) Режим максимального использования теплофикационных отборов при вентиляционном расходе пара в конденсатор: Подогрев воздуха обеспечивается за счет изменения количества отпускаемой теплоты паром, давление которого может не совпадать с вытесняемым теплофикационным отбором. Удельный расход теплоты в этом случае может быть определен по формуле

$$q_{\text{бр}i}^3 = \frac{q_{\text{бр}0i} N_{\text{бр}0i} + 3600 (\Delta N_{\text{кф}i} - \Delta N_{\text{выт}i})}{N_{\text{бр}0i} + \Delta N_{\text{кф}i} - \Delta N_{\text{выт}i}^{\text{т}}}, \quad (2.44)$$

где $\Delta N_{\text{выт}i}^{\text{т}}$ — изменение мощности турбины из-за изменения выработки потоками пара вытесняемых теплофикационных отборов, кВт.

Расход топлива в этом случае определяется по формуле

$$B_i = \frac{q_{\text{бр}i}^3 N_{\text{бр}i} + Q_{\text{отп}0i} - \Delta Q_{\text{отп}i}}{(Q_{\text{н}}^{\text{п}} + i_{\text{тл}}) \eta_{\text{к.у}i} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у}i}}{\eta_{\text{к.у}i}} \frac{Q_{\text{в}i}'}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} + i_{\text{тл}}} \right) \eta_{\text{тп}}} + b_{\text{зам}}^{\text{т}} \Delta Q_{\text{отп}i} - b_{\text{зам}}^{\text{бр}} \Delta N_{\text{бр}i}, \quad (2.45)$$

где $b_{\text{зам}}^T$ — удельный расход топлива на замещающем источнике тепловой энергии, кг/(кДж/ч).

2) *Режим с конденсационной выработкой и теплофикационными отборами.* При работе по тепловому графику нагрузки предварительный подогрев воздуха в этом случае обеспечивается за счет уменьшения расхода пара в конденсатор и соответственного уменьшения мощности турбоустановки. Удельный расход теплоты при этом определяется по формуле

$$q_{\text{брг}}^3 = \frac{q_{\text{брг}}^3 N_{\text{брг}} + 3600 \Delta N_{\text{кф}} - q_{\text{конд}} \Delta N_{\text{конд}}}{N_{\text{брг}} + \Delta N_{\text{кф}} - \Delta N_{\text{конд}}} \quad (2.46)$$

Расход топлива в этом случае рассчитывается по формуле

$$B_i = \frac{q_{\text{брг}}^3 N_{\text{брг}} + Q_{\text{отп}}}{(Q_{\text{н}} + i_{\text{тл}}) \eta_{\text{к.у.}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{\text{к.у.}} Q_{\text{вг}}}{\eta_{\text{к.у.}} Q_{\text{н}} + i_{\text{тл}}} \right) \eta_{\text{т.п}}} + b_{\text{зам}}^{\text{бр}} (\Delta N_{\text{кф}} - \Delta N_{\text{конд}}), \quad (2.47)$$

где $N_{\text{брг}} = N_{\text{брг}} + \Delta N_{\text{кф}} - \Delta N_{\text{конд}}$.

При работе по электрическому графику нагрузки предварительный подогрев воздуха обеспечивается за счет вытеснения теплофикационных отборов пара, при этом удельный расход теплоты и расход топлива определяются по формулам (2.44) и (2.45).

2.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

Выбор рациональной схемы предварительного подогрева воздуха и определение оптимальных характеристик должны выполняться на основе технико-экономических расчетов и сопоставлений вариантов. Сопоставление вариантов должно, как правило, производиться при одинаковых условиях по обеспечению бескоррозионной работы воздухоподогревателя и газоходов котла. В противном случае необходимо учитывать дополнительные затраты на обеспечение в вариантах одинакового уровня допустимой коррозии или ущерба для варианта с худшими условиями работы.

Сравниваемые варианты необходимо приводить к одинаковому количеству отпускаемой электрической и тепловой энергии.

При проектировании новых энергоустановок варианты с предварительным подогревом воздуха и без него должны сопоставляться в оптимальных для каждого случая условиях с учетом реко-

мендаций норм теплового расчета котельных установок. При этом, в частности, должен производиться выбор оптимальных характеристик котла — температуры уходящих газов, температурных напоров в поверхностях нагрева, температуры предварительного подогрева воздуха и др.

При модернизации действующих объектов значения параметров могут определяться специфическими условиями объекта.

В случае отказа от предварительного подогрева воздуха тепловой отбора пара из турбины (паром, конденсатом или сетевой водой) и использовании при модернизации вместо него других видов подогрева воздуха (за счет теплоты продуктов сгорания топлива или посторонних источников теплоты) необходимо учитывать увеличение затрат на топливо из-за повышения удельного расхода теплоты по турбоустановке, связанного с вытеснением регенерации теплоты в цикле.

В качестве критерия при сопоставлении вариантов следует принимать приведенные затраты по формуле

$$Z_{\text{пр}} = C + pK, \quad (2.48)$$

где p — нормативный коэффициент эффективности.

Сравнительная эффективность вариантов может быть определена по формуле

$$\Delta Z_{\text{пр}} = \Delta C + p \Delta K. \quad (2.49)$$

Изменение капитальных вложений может быть представлено в виде

$$\Delta K = \Delta K_{\text{об}} + \Delta K_{\text{зам}}^{\text{об}} + \Delta K_{\text{стр}}, \quad (2.50)$$

где $\Delta K_{\text{об}}$ — изменение капитальных затрат на оборудование с монтажом, руб.; $\Delta K_{\text{зам}}^{\text{об}}$ — капитальные затраты на оборудование на данной электростанции, связанные с приведением вариантов к одинаковому количеству отпускаемой электрической и тепловой энергии, руб.; $\Delta K_{\text{стр}}$ — изменение капитальных затрат на строительную часть, руб.

Изменение капитальных затрат на оборудование должно определяться по ценам на оборудование. В тех случаях, когда цены на сопоставляемые варианты оборудования не установлены, их следует исчислять на основе расчета себестоимости вариантов исходя из положений, утвержденных Госкомитетом цен Совета Министров СССР 6 июля 1973 г.

а) Для определения цены исходного варианта оборудования следует руководствоваться соотношением

$$C_{\text{исх}} = S \left(1 + \frac{n_p}{100} \right), \quad (2.51)$$

где S — заводская себестоимость оборудования, узла, руб.; n_p — норма рентабельности, %.

Норма рентабельности принимается: по турбинному оборудованию (включая вспомогательное) — 20%; по котельному оборудованию (включая вспомогательное) — 18%.

б) Для определения цены сопоставляемого варианта, отличающегося от исходного затратами на материалы ΔM и трудозатратами ΔT , следует руководствоваться соотношением

$$C = C_{исх} + \Delta M \left(1 + \frac{n_m}{100}\right) + \Delta T \left(1 + \frac{n_t}{100}\right), \quad (2.52)$$

где $n_m = 3\%$ — норматив на исчисление прибыли при изменении затрат на материалы; n_t — норматив на исчисление прибыли при изменении трудозатрат.

Норматив n_t принимается: по турбинному оборудованию — 25%; по котельному оборудованию — 23%.

Изменения текущих затрат при сопоставлении вариантов определяются по формуле

$$\Delta C = \Delta C_t + \Delta C_a + \Delta C_{тр} + \Delta C_{з.п} + \Delta C_3 + \Delta C_{тепл}, \quad (2.53)$$

где ΔC_t , ΔC_a , $\Delta C_{тр}$, $\Delta C_{з.п}$ — соответственно изменения годовых затрат на топливо, амортизацию, текущий ремонт, заработную плату, руб/год; ΔC_3 — изменения затрат, связанных с различными затратами энергии на собственные нужды энергоустановки и неординарной располагаемой мощности по вариантам, руб/год; $\Delta C_{тепл}$ — изменения постоянной составляющей затрат на замещающую тепловую энергию, связанные с неординарной располагаемой выработкой теплоты по вариантам, руб/год.

Изменения затрат на топливо для энергоустановок с учетом изменяющихся режимов работы исчисляются по формуле

$$\Delta C_t = 3_{тл} \frac{Q_n^p}{Q_{н.усл}} \sum_{i=1}^{i=m} (B_{2i} - B_{1i}) n_i, \quad (2.54)$$

где B_{2i} и B_{1i} — расходы натурального топлива для сравниваемых вариантов на i -м режиме (вариант 1 принимается за базовый), т/ч; Q_n^p — низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Изменения затрат на амортизационные отчисления и текущий ремонт принимаются по действующим нормативам. В обоснованных случаях затраты на текущий ремонт (в вариантах, требующих более частых ремонтов) могут быть увеличены.

Затраты на зарплату учитываются по действующим нормативам в тех случаях, когда варианты различаются по числу обслуживающего персонала.

В связи с увеличением удельного расхода пара при предварительном подогреве воздуха теплотой отбора пара из турбины, а также в связи с различными расходами энергии на собственные

нужды энергоустановки сопоставляемые варианты необходимо привести к одинаковому энергетическому эффекту. При этом следует учитывать особенности работы оборудования в различных вариантах.

Приведение вариантов к одинаковому количеству отпускаемой электроэнергии для базисных энергоустановок

$$\Delta C_3 = 3_3 \Delta N_{с.н} n + 3_3 \Delta N_p n, \quad (2.55)$$

где 3_3 — замыкающие затраты на электроэнергию в данной системе [11]; $\Delta N_{с.н}$ — изменение расхода электроэнергии на собственные нужды; ΔN_p — изменение располагаемой мощности установки; n — число часов использования установленной мощности.

Для установок, работающих при переменных режимах, и при отсутствии достоверных данных по замыкающим затратам на электроэнергию, которые зависят от числа часов использования мощности и режима работы установки, приведение вариантов к одинаковому количеству отпускаемой электроэнергии следует производить по формуле

$$\Delta C_3 = C_{т.с} \sum_i^m \Delta N_{с.н} n_i - (p + a + r) (\Delta N_{p_j} - \Delta N_{с.н_j}) k_{уд}^3, \quad (2.56)$$

где $C_{т.с}$ — стоимость топливной составляющей себестоимости электроэнергии, руб/(кВт · ч); $k_{уд}^3$ — удельные капитальные вложения на замещающую мощность, руб/кВт; a — норма амортизационных отчислений, в долях от единицы; r — отчисления на текущий ремонт, в долях от единицы; n_i — число часов работы установки на i -м режиме; ΔN_{p_j} — изменение располагаемой мощности на j -м режиме, кВт; $\Delta N_{с.н_j}$ — изменение затрат мощности на собственные нужды, кВт.

В качестве j -го режима следует принимать режим, совпадающий с наиболее напряженным периодом работы энергосистемы, при котором недоотпуск энергии приводит к необходимости сооружения дополнительной мощности. При этом к учету возможного различия в мощности необходимо подходить дифференцированно.

Например, при создании оборудования нового конденсационного блока заданной мощности в варианте с предварительным подогревом воздуха теплотой пара, отбираемой из турбины, необходимость производства и пропуска через головную часть турбины большего количества пара, чем в вариантах с другими способами подогрева воздуха, учитывается в проекте. В этом случае при сопоставлении вариантов следует прибегать к понятию замещающей мощности только при различных затратах энергии на собственные нужды. Необходимо учитывать при сопоставлении удорожание оборудования, главным образом котла, связанное с увеличением необходимого расхода пара для обеспечения заданной мощности блока.

При сооружении схем предварительного подогрева воздуха на работающем или на спроектированном оборудовании КЭС, если оно изготовлено по проектной документации, не подлежащей по каким-либо причинам пересмотру, для решения вопроса о методе приведения вариантов к одинаковому энергетическому эффекту необходимо выполнить анализ характеристик оборудования электростанции с целью выявления узких мест. При этом возможны следующие случаи.

А) Генератор электрического тока, трансформаторы или линия электропередачи не допускают выработки, преобразования или передачи дополнительной мощности.

Потенциальные возможности теплосилового оборудования в сторону увеличения мощности не могут быть реализованы. При этом приведению вариантов к одинаковой мощности с помощью учета дополнительных затрат подлежат варианты, оборудование которых предварительным подогревом воздуха привело бы к уменьшению мощности относительно проектной. В качестве дополнительных затрат должны учитываться либо затраты, связанные с увеличением паропроизводительности котла и пропускной способности турбины, если это возможно [по формуле (2.50)], либо затраты, связанные с уменьшением температуры питательной воды при одновременном увеличении теплопроизводительности котла, если это не ограничивается пропускной способностью ЦСД и ЦНД турбины и котельных агрегатов [также по формуле (2.50)], либо, если указанные выше меры невозможны, затраты на замещающую энергию [по формуле (2.55)].

Б) Генератор электрического тока, трансформаторы или линия электропередачи допускают реализацию дополнительной мощности.

При этом, если узким местом в турбине является последняя ступень, то при наличии запасов по паропроизводительности котла вариант с предварительным подогревом воздуха теплотой пара, отбираемого из турбины, будет иметь большую мощность при одинаковом расходе пара через последнюю ступень. В этом случае затраты на замещающую мощность в варианте без парового подогрева должны исчисляться по показателям новых блоков рассматриваемого типа. При отсутствии запасов по паропроизводительности котла, но при наличии возможности снижения температуры питательной воды при той же паропроизводительности котла затраты на замещающую мощность должны исчисляться по показателям новых пиковых установок. При отсутствии или недостаточности указанных выше возможностей вариант с предварительным подогревом воздуха теплотой пара будет иметь меньшую установленную мощность, определяемую из условия предельной паропроизводительности или теплопроизводительности котла. В качестве дополнительных затрат при этом должны приниматься либо затраты, связанные с увеличением паропроизводительности котла (если это

возможно) [по формуле (2.50)], либо затраты, связанные с обеспечением возможности уменьшения температуры питательной воды при одновременном увеличении теплопроизводительности котла [по формуле (2.50)], либо (если указанные выше меры невозможны) затраты на замещающую мощность или энергию [по формуле (2.55)].

Если узким местом в турбине является часть высокого давления, то в этом случае при невозможности снижения температуры питательной воды с одновременным сохранением паропроизводительности котла вариант с использованием теплоты пара для подогрева воздуха будет иметь при прочих равных условиях меньшую установленную мощность. Затраты на замещающую мощность при этом должны исчисляться по показателям новых блоков рассматриваемого типа. Если указанная возможность снижения температуры питательной воды имеется, то учитываются лишь дополнительные затраты на топливо, связанные с ухудшением экономичности при снижении этой температуры.

Аналогичный анализ должен производиться и для энергоустановок ТЭЦ. Расчет затрат, связанных с недоотпуском тепловой энергии, следует производить по формуле

$$\Delta C_{\text{тепл}} = -(p+a+r)k_{\text{уд}}^T \Delta Q_{\text{отп}},$$

где $k_{\text{уд}}^T$ — удельные капитальные затраты на замещающую тепловую энергию, руб/кДж.

2.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха в калориферах паром из отбора турбины вновь проектируемого блока 300 МВт на ГСШ по сравнению с вариантом рециркуляции горячего воздуха

а) Вариант 1 (с рециркуляцией горячего воздуха). За базовый вариант принят вариант предварительного подогрева дутьевого воздуха рециркулирующим горячим воздухом, отбираемым за РВП (рис. 2.4а).

Горячий воздух подается специальным вентилятором на напорную сторону основного вентилятора.

б) Вариант 2 (с подогревом воздуха в калориферах) (рис. 2.4б). Предварительный подогрев воздуха осуществляется отборным паром турбины давлением $p = 0,258$ МПа и $i = 2994,4$ кДж/кг в калориферах СО-110 с проволоочным оребрением. Калориферы устанавливаются на напорной стороне вентилятора перед регенеративным воздухоподогревателем. Конденсат из калориферов возвращается в тепловую схему блока в ПНД-2.

Проведенная оптимизация характеристик хвостовых поверхностей нагрева показала, что оптимальные температуры уходящих газов и оптимальная температура воздуха на входе в котел не обеспечивают необходимый запас по температуре стенки относительно точки росы.

Как показывают расчеты, нормативное условие $t_{\text{кондН}_2\text{О}} + 25 < t_{\text{ст}} < 110$ выполняется при температуре воздуха на входе в котел $t'_B = 60^\circ \text{С}$. (Здесь $t_{\text{кондН}_2\text{О}}$ —

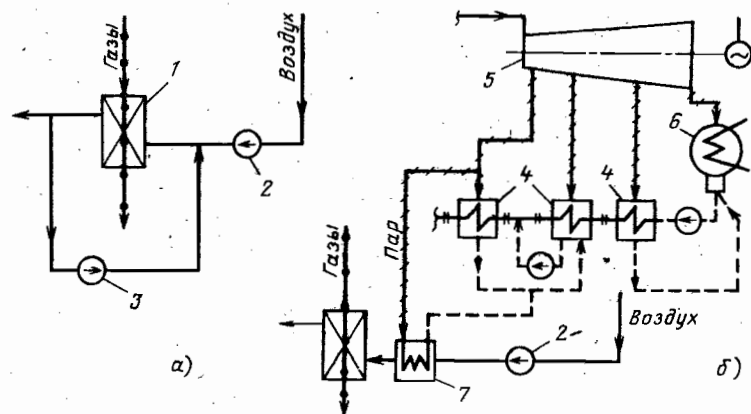


Рис. 2.4. Варианты сопоставляемых схем предварительного подогрева воздуха:

а — схема подогрева рециркулирующим горячим воздухом; б — схема подогрева в калориферах теплом отборного пара турбины; 1 — воздухоподогреватель; 2 — основной вентилятор; 3 — вентилятор рециркуляции; 4 — подогреватели низкого давления; 5 — турбина; 6 — конденсатор; 7 — калориферная установка

температура конденсации паров воды в воздухоподогревателе; $t_{ст}$ — температура стенки в холодной части воздухоподогревателя).

Температура уходящих газов при этом выбирается оптимальной и равна $t_{ух}^{опт} = 134^\circ \text{C}$ (оптимальные температурные разности при этом равны $\Delta t_2 = 74^\circ \text{C}$, $\Delta t_1 = 22^\circ \text{C}$). Температура стенки равна

$$t_{ст} = \frac{x_t \alpha_t \theta_{ух} + x_b \alpha_b t'_{в}}{x_t \alpha_t + x_b \alpha_b} = \frac{0,458 \cdot 29,5 \cdot 134 + 0,458 \cdot 21,39 \cdot 60}{0,458 \cdot 29,5 + 0,458 \cdot 21,39} = 103^\circ \text{C}.$$

Здесь α_t и α_b — коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны газов и воздуха; x_t и x_b — доли поверхности нагрева, омываемые соответственно газами и воздухом.

Для варианта 1 значения $t'_{в}$ и $\theta_{ух}$ из условия обеспечения одинаковых с вариантом 2 запасов по температуре стенки принимаются такими же, как в варианте 2.

Увеличенное количество воздуха, проходящего в РВП в варианте 1, вызывает, с одной стороны, увеличение тепловосприятости РВП, а с другой стороны, увеличение по сравнению с вариантом 2 уровня температуры газов перед РВП. Влияние этих факторов необходимо учесть при определении изменения приведенных затрат на оборудование.

Исходные данные приведены в табл. 2.1 и 2.2.

Для определения расхода топлива по варианту 2 необходимо определить количество теплоты, подводимой к воздуху в калориферах паром, по формуле (2.26).

Определяем среднегодовую температуру воздуха за вентилятором для варианта 2. Используем для этого формулу (2.27).

Принимаем, что блок будет устанавливаться в Винницкой энергосистеме. Согласно данным [12] среднемесячная температура наружного

Таблица 2.1. Основные технические характеристики сопоставляемых вариантов

Наименование	Вариант 1	Вариант 2
Температура подогрева воздуха $t'_{в}, ^\circ \text{C}$	60	60
Оптимальная температура уходящих газов $\theta_{ух}, ^\circ \text{C}$	134	134
Поверхность нагрева воздухоподогревателя котла $H_{вп}, \text{м}^2$	114 329	143 909
Поверхность нагрева экономайзера $H_{эк}, \text{м}^2$	6550	7780
Поверхность нагрева калориферов $H_{кф}, \text{м}^2$	—	4153
КПД котла $\eta_{к.у}, \%$	92,17	92,29
Низшая теплота сгорания топлива $Q_{Н}^p, \text{кДж/кг}$	20934,0	20934,0
Удельный расход тепла брутто в варианте без предварительного подогрева воздуха $q_{бр}^у, \text{кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$	7894,9	7894,9
Увеличение расхода острого пара $\Delta D, \text{т/ч}$	0	8,7
Мощность блока брутто $N_{бр}, \text{кВт}$	310 340	310 340
Увеличение мощности, потребляемой питательным насосом, $\Delta N_{пн}, \text{кВт}$	—	100
Мощность, потребляемая вентилятором $N_{в}, \text{кВт}$	1145,0	1114,2
Мощность вентилятора рециркуляции $N_{вр}, \text{кВт}$	451,0	—
Увеличение мощности дымососа из-за изменения поверхности экономайзера и воздухоподогревателя $\Delta N_{д}, \text{кВт}$	0	240,65
Уменьшение мощности, затрачиваемой на размол, $\Delta N_{рзм}, \text{кВт}$	0	25,65
Потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4, \%$	1,0	1,0
Потери теплоты во внешнюю среду $q_5, \%$	0,3	0,3
Потери теплоты со шлаком $q_6, \%$	0,356	0,356
Количество воздуха в воздухоподогревателе, отнесенное к теоретически необходимому, $\beta_{вп}$	1,407	1,165
Доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе $\beta_{рц}$	0,242	0
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$	1,39	1,39
Присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta \alpha_{вп}$	0,15	0,15
Увеличение затрат на оборудование котельного агрегата с учетом монтажа, тыс. руб.	0	195,0
Увеличение затрат, связанное с изменением паропроизводительности котла, тыс. руб.	0	34,5
Затраты на калориферную установку с учетом монтажа, тыс. руб.	0	300

Таблица 2.2. Исходные данные

Наименование	Значение
Стоимость условного топлива, руб/т	21,0
Число часов использования установленной мощности, ч/год	5500
КПД теплового потока, %	98
Удельная стоимость воздухоподогревателя, руб/м ²	2,5
Удельная стоимость экономайзера, руб/м ²	37,0
Удельная стоимость калориферов, руб/м ²	6,0
Удельная стоимость котла, тыс. руб/(т/ч)	3,96
Удельное изменение мощности питательного насоса, кВт/(т/ч)	11,53
Удельная мощность, затрачиваемая на размол топлива, кВт/т	16,1

воздуха, составляла, °С: январь — 6,2; февраль — 4,4; март — 0,4; апрель + 6,6; май + 13,7; июнь + 16,7; июль + 18,8; август + 18,0; сентябрь + 13,7; октябрь + 7,6; ноябрь + 1,3; декабрь — 3,5.

Среднегодовая температура наружного воздуха $t_{нар}^{ср} = 6,8^\circ\text{С}$.

Определяем повышение температуры воздуха за счет тепловыделений в котельной при заборе 50% воздуха из помещения по (2.27а).

$$\Delta t_{q_5} = \frac{0,5 \cdot 0,3 \cdot 21\,361}{1,24 \cdot 1,319 \cdot 5,545 \cdot 100} = 3,5^\circ\text{С}.$$

Определяем повышение температуры воздуха в вентиляторе по (2.27б)

$$\Delta t_{вент} = \frac{2,78 (13 + 273) 3140 \cdot 10^{-4}}{84} = 2,96^\circ\text{С}.$$

Тогда среднегодовая температура воздуха за вентилятором $t_{вент}'' = 6,8 + 3,50 + 2,90 = 13,3^\circ\text{С}$, принимаем $t_{вент}'' = 13^\circ\text{С}$.

Для варианта 2 определяем количество теплоты, подводимой к воздуху в калориферах по (2.26)

$$Q'_в = g_{вв} \beta_{вп} (t_{в}^{кф''} - t_{в}^{кф'}) = 1 \cdot 1,24 (440 - 95,30) = 427,5 \text{ кДж/кг}.$$

Физическая теплота топлива принимается равной $i_{тл} = 0$.

Располагаемая теплота 1 кг топлива:

для варианта 1

$$Q_{р11}^p = Q_n^p = 20\,934 \text{ кДж/кг},$$

для варианта 2

$$Q_{р12}^p = Q_n^p + Q'_в = 20\,934 + 427 = 21\,361 \text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами:
для варианта 1

$$q_{211} = \frac{1456,0 - (1,39 - 1,24) \cdot 220,5 - 1,24 \cdot 95,30}{20\,934} (100 - 1) = 6,17\%.$$

для варианта 2

$$q_{212} = \frac{1456,0 - (1,39 - 1,24) \cdot 220,5 - 1,24 \cdot 95,30}{21\,361} (100 - 1) = 6,05\%.$$

Коэффициент полезного действия котла:

для варианта 1

$$\eta_{ка11} = 100 - 6,17 - 0 - 1,0 - 0,3 - 0,356 = 92,17\%.$$

для варианта 2

$$\eta_{ка12} = 100 - 6,05 - 0 - 1,0 - 0,3 - 0,356 = 92,29\%.$$

Удельный расход теплоты brutto по турбоустановке:

для варианта 1

$$q_{6p11}^{ty} = q_{6p0}^{ty} = 7894,90 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)},$$

для варианта 2 определяется при коэффициенте энергоценности $\xi_n = 0,44$ по формулам (2.23) и (2.14)

$$q_{6p12}^{ty} = \frac{7894,90}{1 + \frac{(1 - 0,44) \cdot 427,5}{0,9229 \left(1 - \frac{1 - 0,9229}{0,9229} \cdot \frac{427}{20\,934} \right) \cdot 0,98 \cdot 20\,934}} =$$

$$= 7814,9 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Для определения расхода топлива, учитывая, что при проектировании оборудования нового блока в варианте 2 должна предусматриваться возможность пропуска через головную часть турбины дополнительного количества пара, мощность brutto принимается одинаковой в обоих вариантах, а при расчете капиталовложений учитывается увеличение затрат на оборудование в варианте 2, связанное с увеличением паропроизводительности котла.

Тогда расход топлива по формуле (2.16):

для варианта 1

$$B_{11} = \frac{7913,73 \cdot 310\,340}{20\,930 \cdot 0,98 \cdot 0,9217} = 129\,573 \text{ кг/ч},$$

для варианта 2

$$B_{12} = \frac{7814,9 \cdot 310\,340}{20\,934 \cdot 0,98 \cdot 0,9229 \left(1 - \frac{(1 - 0,9229)}{0,9229} \cdot \frac{427}{20\,934} \right)} = 128\,006 \text{ кг/ч}.$$

Для определения изменения приведенных затрат необходимо по формуле (2.53) рассчитать изменение текущих затрат. Изменение затрат на топливо определяется по формуле (2.54)

$$\Delta C_{тл} = 21 \cdot \frac{(128\,006 - 129\,578) 20\,934 \cdot 5500}{29\,308} = -129\,500 \text{ руб/год}.$$

Отчисления на амортизацию и текущий ремонт определяются по действующим нормативам. Процент отчислений на амортизацию оборудования котельной принят 8,7%, а на оборудование машинного зала 7%. Тогда изменения затрат на амортизацию и текущий ремонт

$$\Delta C_a + \Delta C_{тр} = 1,18 \cdot (0,087 \cdot 155\,200 + 0,07 \cdot 25\,000) = 18\,550 \text{ руб/год.}$$

Изменение затрат на заработную плату принимается $\Delta C_{зп} = 0$, так как использование схемы по варианту 2 не вызовет увеличения обслуживающего персонала.

Изменение затрат на замещающую энергию определяется по (2.55). Изменение располагаемой мощности установки принимается равным $\Delta N_p = 0$ (см. § 2.4).

При определении изменения мощности собственных нужд учитывается влияние изменения сопротивления воздухоподогревателя от рециркуляции, а также изменение тяги и дутья из-за изменения поверхностей нагрева воздухоподогревателя и экономайзера, а также установка дополнительного вентилятора рециркуляции. Для варианта 2 учитывается влияние сопротивления калориферной установки, уменьшения мощности на размол топлива, увеличения мощности питательного насоса. Замыкающие затраты на электроэнергию для Юга СССР по [11] принимаются $3_s = 0,0125 \text{ руб/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Изменение затрат на замещающую электроэнергию

$$\Delta C_s = 0,0125 (1114,2 + 240,65 + 100) - (1145 + 451 + 25,65) 5500 = -11\,620 \text{ руб/год.}$$

Тогда изменение текущих издержек

$$\Delta C = -129\,500 + 18\,550 - 11\,620 = -122\,570 \text{ руб/год.}$$

При определении изменения капитальных вложений учитываются затраты на поверхности нагрева котла по вариантам и на калориферную установку. Капитальные затраты учитывают, что паропроизводительность котла в варианте с паровым подогревом воздуха при одинаковой располагаемой мощности выше, чем в варианте с рециркуляцией.

Изменение капитальных вложений по (2.50) $\Delta K = 212\,000 \text{ руб.}$ (расчет капитальных вложений не приводится). Изменение приведенных затрат в варианте 2 по сравнению с вариантом 1

$$\Delta \Delta = -122\,570 + 0,12 \cdot 212\,000 = -97\,000 \text{ руб/год.}$$

Таким образом, вариант 2 является более экономичным.

Расчет эффективности каскадного подогрева воздуха в трубчатом воздухоподогревателе котла ТП-100/А блока 200 МВт на львовско-волынском угле

Исходный вариант. На рис. 2.5,а показан однопоточный трехходовой трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) первой ступени котла ТП-100/А (вариант 1 — до реконструкции ТВП).

Предварительный подогрев воздуха в калориферах перед воздухоподогревателем до температуры 70°С производится отборным паром турбины с давлением 0,246 МПа.

Вариант с каскадным воздухоподогревателем. Каскад-

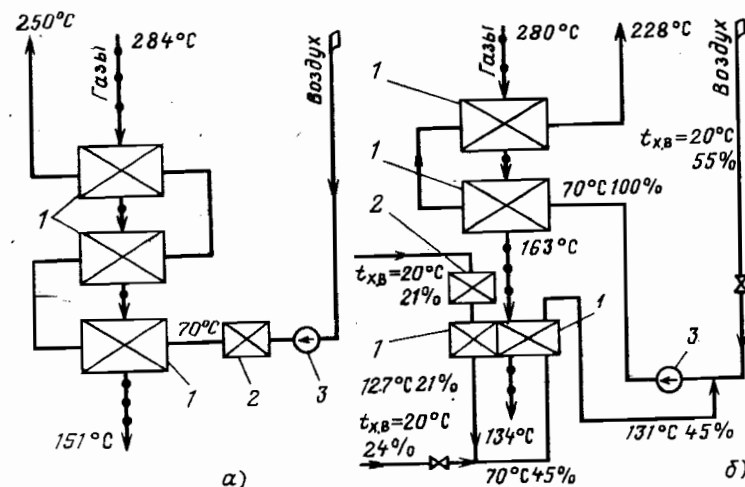


Рис. 2.5. Варианты сопоставления схем ППВ:

а — схема ППВ с установкой калорифера перед обычным трехходовым трубчатым воздухоподогревателем; б — каскадная схема ППВ; 1 — ступени воздухоподогревателя; 2 — калориферная установка; 3 — дутьевой вентилятор

ная схема подогрева воздуха проработана в двухступенчатой модификации (рис. 2.5,б). Через нижние кубы воздухоподогревателя (холодные кубы), включенные на всасывающую сторону дутьевого вентилятора, проходит 45% воздуха. При этом каскадный поток воздуха проходит в пределах нижних кубов через два хода. Через первый ход проходит 21% всего воздуха, через второй — 45%. После смешения в дутьевом вентиляторе с основным потоком (55%) холодного воздуха весь воздух с температурой смешения 70°С подается в основную часть воздухоподогревателя.

На рис. 2.5,б указаны температуры газов и воздуха по тракту каскадного воздухоподогревателя. В основной части каскадного воздухоподогревателя температурный напор между газами и воздухом выше, чем при обычной схеме подогрева воздуха. Это позволяет снизить температуру уходящих газов (одновременно снижается температура горячего воздуха).

Поскольку фактическая температура стенок труб первых рядов входных (по воздуху) кубов близка, как показали ее измерения, к температуре омывающего воздушного потока, можно считать, что по условиям обеспечения бескоррозионной работы ТВП оба варианта сопоставимы, так как обеспечивают одинаковую температуру воздуха на входе.

В каскадном воздухоподогревателе существенно уменьшается поверхность нагрева калориферов и холодных кубов воздухоподогревателя. Одновременно сокращается отбор пара на предварительный подогрев воздуха. Это при определенных условиях позволяет увеличить выработку электроэнергии турбиной при неизменной паропроизводительности котла, но приводит к некоторому снижению экономичности турбоустановки из-за уменьшения степени регенерации теплоты.

Ниже приведен расчет эффективности каскадного подогрева воздуха, выполненный в форме сопоставления указанных вариантов.

Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3. Основные технические характеристики сопоставляемых вариантов

Наименование	Вариант 1	Вариант 2
Температура подогрева воздуха в калориферах $t_{\text{кф}}^{\circ}\text{C}$	70	70
Температура уходящих газов $\theta_{\text{ух}}^{\circ}\text{C}$	151	134
Поверхность нагрева воздухоподогревателя $H_{\text{вп}}, \text{м}^2$	39 000	32 500
Потери теплоты с химическим недожогом $q_3, \%$	0,5	0,5
Потери теплоты с механическим недожогом $q_4, \%$	1,5	1,5
Потери теплоты во внешнюю среду $q_5, \%$	0,3	0,3
Температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}}^{\circ}\text{C}$	250	228
Уменьшение мощности, потребляемой дымососом, $\Delta N_{\text{дс}}, \text{кВт}$	0	58
Увеличение мощности, потребляемой вентиляторами, $\Delta N_{\text{вент}}, \text{кВт}$	0	134,3
Поверхность нагрева калориферов $H_{\text{кф}}, \text{м}^2$	3900	735
Увеличение мощности турбины при постоянном расходе пара $\Delta N_{\text{р}}, \text{кВт}$	0	2460
Затраты на воздухоподогреватель $K_{\text{вп}}, \text{тыс. руб.}$	156 000	130 000
Затраты на калориферную установку $K_{\text{кф}}, \text{тыс. руб.}$	15 600	2940

Таблица 2.4. Исходные данные

Наименование	Вариант 1
Стоимость условного топлива, руб/т	22
Число часов использования установленной мощности n , ч/год	6000
Удельная стоимость воздухоподогревателя $C_{\text{вп}}, \text{руб/м}^2$	4,0
Удельная стоимость калориферов с ленточно-приварным оребрением $C_{\text{кф}}, \text{руб/м}^2$	4,0
Низшая теплота сгорания угля $Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \text{кДж/кг}$	21 980
Удельный расход теплоты брутто по турбоустановке (вариант без предварительного парового подогрева воздуха) $q_{\text{бр}}^{\text{ту}}, \text{кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$	8248
Установленная мощность блока N , кВт	200
Температура воздуха на входе в калориферы $t_{\text{в}}^{\circ}\text{C}$	20

Определение экономии топлива и изменение приведенных затрат

Согласно (2.26) для варианта 1 $Q_{\text{в}}' = 419,5 \text{ кДж/кг}$ (при $g_{\text{в}} = 1$), для варианта 2 $Q_{\text{в}}' = 94,6 \text{ кДж/кг}$ (при $g_{\text{в}} = 0,21$).

Физическая теплота топлива принимается равной $i_{\text{тл}} = 0$.

Располагаемая теплота 1 кг топлива для варианта 1 $Q_{\text{р}}^{\text{р}} = 22\,399 \text{ кДж/кг}$; для варианта 2

$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = 22\,071 \text{ кДж/кг}$.

Потери теплоты с уходящими из котла газами для варианта 1 $q_{2|1} = 6,95\%$; для варианта 2 $q_{2|2} = 6,26\%$.

Коэффициент полезного действия котла для варианта 1 $\eta_{\text{к.у}} = 100 - 0,5 - 0,3 - 1,5 - 0,191 - 6,95 = 90,554\%$; для варианта 2 $\eta_{\text{к.у}} = 100 - 0,5 - 1,5 - 0,3 - 0,198 - 6,26 = 91,244\%$.

Удельный расход теплоты брутто по турбоустановке, рассчитанный по формуле (2.23), при коэффициенте ценности теплоты отбора пара $\xi_{\text{в}} = 0,5$ составляет $q_{\text{бр1}}^{\text{ту}} = 8155,9 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$, $q_{\text{бр2}}^{\text{ту}} = 8227 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Для вычисления расхода топлива по отдельным вариантам определим мощность блока $N_{\text{бр}}$. При этом принято, что дополнительная мощность, получаемая при снижении отбора пара на калориферы не может быть получена за счет запасов по производительности котла или за счет отключения ПВД, а также не лимитируется оборудованием блока.

В связи с этим при учете данных табл. 2.3 мощность $N_{\text{бр}}$ по вариантам составляет: $N_{\text{бр1}} = 200 \text{ МВт}$; $N_{\text{бр2}} = 202,46 \text{ МВт}$.

Расходы топлива соответственно

$$B_1 = \frac{200,0 \cdot 8155,9 \cdot 10^3}{21\,981 \cdot 0,98 \cdot 0,9037} = 83\,720 \text{ кг/ч},$$

$$B_2 = \frac{202,46 \cdot 10^3 \cdot 8227}{21\,981 \cdot 0,98 \cdot 0,9118} = 84\,495 \text{ кг/ч}.$$

Изменение текущих затрат на топливо в варианте с каскадным воздухоподогревателем по сравнению с обычной схемой определяется по формуле (2.54):

$$\Delta C_{\text{тл}} = 22 \cdot \frac{84\,495 - 83\,720}{29\,307} \cdot 21\,981 \cdot 6000 \cdot 10^{-3} = 53\,600 \text{ руб/год}.$$

Изменение текущих затрат на замещаемую электроэнергию определяется по формуле (2.55):

$$\Delta C_{\text{э}} = 12,5 \cdot (+0,0763 - 2,46) \cdot 6000 = -178\,500 \text{ руб/год}.$$

Изменение отчислений на амортизацию определяется по действующим нормативам:

$$\Delta C_{\text{а}} = 0,087 \cdot (-36\,600) = -3360 \text{ руб/год}.$$

Изменение затрат на текущий ремонт определяется в размере 18% от отчислений на амортизацию:

$$\Delta C_{\text{тр}} = 0,18 \cdot (-3360) = -605 \text{ руб/год}.$$

Тогда изменение текущих издержек

4-1106

$$\Delta C = 53\,700 - 178\,000 - 3360 - 605 = -128\,565 \text{ руб./год.}$$

Изменение капитальных затрат вычисляется по формуле (2.50):

$$\Delta K = (-156\,000 + 130\,000) + (-15\,600 + 2940) = -38\,600 \text{ руб.}$$

Изменение приведенных затрат

$$\Delta Z = -128\,365 - 0,12 \cdot 38\,600 = -132\,995 \text{ руб./год.}$$

Таким образом, экономия приведенных затрат в варианте 2 по сравнению с вариантом 1 примерно равна 133 000 руб./год.

Глава третья

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

3.1. АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

Повышение температуры воздуха перед входом в воздухоподогреватель снижает температурный напор в поверхности нагрева и приводит при прочих равных условиях к повышению температуры уходящих газов и снижению КПД котла.

Экономичность энергоустановки при этом зависит от изменения температуры уходящих газов и от энергоценности теплоты, используемой для подогрева воздуха. В связи с этим все способы предварительного подогрева воздуха полноценной теплотой топлива термодинамически не оправдываются. Целесообразность их применения определяется исключительно повышением надежности работы оборудования. Иное положение складывается при использовании предварительного подогрева воздуха теплотой, энергоценность которой меньше единицы, в частности паром, отбираемым из турбины. При этом эффективность подогрева воздуха существенно зависит от давления греющего пара, которое при заданных начальных параметрах и структуре тепловой схемы практически однозначно связано с коэффициентом ценности теплоты [43]. Целесообразно выявить предельные значения коэффициентов ценности теплоты греющего пара для различных схем подогрева воздуха, при которых может быть обеспечено достижение экономии топлива.

В общем случае для анализа эффективности регенеративного подогрева какой-либо среды (воды, воздуха, топлива и др.), если имеет место также вытеснение регенеративных отборов, на основе [44] можно записать выражение для удельного расхода топлива

$$b_{\text{гр}} = \frac{q_{\text{гр}0}^{\text{ту}}}{\eta'_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (1 - \xi_{\text{р}}) Q'_{\text{р}} - (1 - \xi_{\text{выт}}) Q'_{\text{выт}}} \quad (3.1)$$

где $q_{\text{гр}0}^{\text{ту}}$ — удельный расход теплоты брутто по турбоустановке в исходном случае; $\eta_{\text{к.у}}$ — КПД котла, отнесенный к низшей теплоте сгорания топлива; $\eta_{\text{т.п}}$ — КПД теплового потока; $\xi_{\text{р}}$ — коэффициент ценности теплоты отбора пара, используемого для подогрева обобщенного теплоносителя (воды, воздуха и др.); $Q_{\text{р}}$ — количество теплоты, подводимой от пара к обобщенному теплоносителю, отнесенное к 1 кг топлива; $\xi_{\text{выт}}$ — коэффициент ценности теплоты вытесняемого отбора пара; $Q'_{\text{выт}}$ — количество теплоты, вытесняемой в системе регенерации, в расчете на 1 кг топлива.

Условие получения экономии топлива при повышении температуры подогрева теплоносителя $t_{\text{р}}$ следующее:

$$db_{\text{гр}}/dt_{\text{р}} < 0. \quad (3.2)$$

Взяв производную от выражения (3.1) по $t_{\text{р}}$, получим условие (3.2) в виде

$$-q_{\text{гр}0}^{\text{ту}} \left[\frac{d\eta'_{\text{к.у}}}{dt_{\text{р}}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (1 - \xi_{\text{р}}) \frac{dQ'_{\text{р}}}{dt_{\text{р}}} - (1 - \xi_{\text{выт}}) \frac{dQ'_{\text{выт}}}{dt_{\text{р}}} \right] < 0. \quad (3.3)$$

$$\left[\eta'_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (1 - \xi_{\text{р}}) Q'_{\text{р}} - (1 - \xi_{\text{выт}}) Q'_{\text{выт}} \right]^2$$

Так как знаменатель и $q_{\text{гр}0}^{\text{ту}}$ в формуле (3.3) больше нуля, можно записать

$$-\frac{d\eta'_{\text{к.у}}}{dt_{\text{р}}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} - (1 - \xi_{\text{р}}) \frac{dQ'_{\text{р}}}{dt_{\text{р}}} + (1 - \xi_{\text{выт}}) \frac{dQ'_{\text{выт}}}{dt_{\text{р}}} < 0. \quad (3.4)$$

КПД котла для варианта с разделенными газоходами можно представить в виде

$$\eta'_{\text{к.у}} = \frac{1 - \sum_{i=3}^{i=6} Q_i - \left[\sum c_{\text{г}} V_{\text{г}} \theta_{\text{yx}}^{\text{вп}} (1 - y) + \sum c_{\text{г}} V_{\text{г}} \theta_{\text{yx}}^{\text{б}} y - \beta' I_{\text{вх}} \right] (1 - q_1)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (3.5)$$

где $\sum_{i=3}^{i=6} Q_i$ — сумма относительных потерь в котле без потерь с уходящими газами; y — доля газов, байпасирующих воздухоподогреватель котла; $\theta_{\text{yx}}^{\text{вп}}$, $\theta_{\text{yx}}^{\text{б}}$ — температура уходящих газов за воздухоподогревателем и в байпасном газоходе; $\sum c_{\text{г}} V_{\text{г}}$ — водяной эквивалент дымовых газов; q_1 — относительные потери с механическим недожогом; $I_{\text{вх}}$ — энтальпия холодного воздуха.

Величину $Q'_{\text{выт}}$ для случая установки экономайзера в байпасном газоходе можно записать

$$Q'_{\text{выт}} = \sum c_{\text{г}} V_{\text{г}} (\theta_{\text{г}}^{\text{б}} - \theta_{\text{yx}}^{\text{б}}) y, \quad (3.6)$$

где $\theta_{\text{г}}^{\text{б}}$ — температура газов на входе в байпасный газоход.

Величина $Q'_{\text{р}}$ может быть представлена в виде

$$Q'_{\text{р}} = c_{\text{р}} G'_{\text{р}} (t_{\text{р}} - t_{\text{р}}^0), \quad (3.7)$$

где c_p и G'_p — теплоемкость и относительный расход теплоносителя; t_p — температура теплоносителя в исходном варианте.

В общем случае величины $Q'_{\text{выт}}$ и Q'_p могут быть взаимосвязаны. Если представить эту взаимосвязь формулой $Q'_{\text{выт}} = A Q'_p$, взяв производные от выражений (3.5), (3.6) и (3.7) по t_p и подставить их в соотношение (3.4), то получим искомое выражение для предельного значения коэффициента ценности теплоты греющего пара

$$\xi_p < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{c_p G'_p} (1 - q_4) (1 - y) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_p} + (1 - q_4) \eta_{\text{т.п}} A - (1 - \xi_{\text{выт}}) A. \quad (3.8)$$

Анализ выражения (3.8) показывает, что в общем случае значение ξ_p , которое определяет предельную температуру регенеративного подогрева теплоносителя, зависит от соотношения общей теплоемкости дымовых газов, покидающих воздухоподогреватель котла $\Sigma c_p V_g (1 - y)$, и теплоносителя $c_p G'_p$, от отношения $d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}/dt_p$, от коэффициента A и от $\xi_{\text{выт}}$ при $A > 0$.

Отношение $d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}/dt_p$ для действующих котлов зависит от вида сжигаемого топлива, соотношения водяных эквивалентов сред в поверхностях нагрева экономайзера и воздухоподогревателя, от температуры среды, температурных напоров и коэффициентов теплопередачи в этих поверхностях нагрева.

Для вновь проектируемых котлов $d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}/dt_p$ определяется на основе технико-экономических расчетов и зависит от стоимости топлива, затрат на поверхности нагрева и др.

При подогреве питательной воды в условиях обычной компоновки хвостовой части котла, т. е. при $y = 0$ и $A = 0$, условие (3.8) может быть представлено в виде

$$\xi_{\text{п.в}} < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{c_{\text{п.в}} G'_{\text{п.в}}} (1 - q_4) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_{\text{п.в}}}. \quad (3.9)$$

Исследования выражения (3.9) применительно к различным топливам (природный газ, мазут, АШ, кузнецкий уголь, экибастузский уголь, березовский уголь и др.) показали, что условие эффективности подогрева питательной воды может быть записано в виде $\xi_{\text{п.в}} < 0,925 - 0,95$. Полученные значения коэффициента ценности теплоты весьма высоки. Это означает, что с термодинамической точки зрения давление греющего пара, которое может быть эффективно использовано для подогрева питательной воды, близко к давлению острого пара.

Для случая регенеративного подогрева воздуха условие (3.8) записывается в виде

$$\xi_{\text{в}} < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{a V_{\text{в}} c_{\text{в}}} (1 - q_4) (1 - y) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_{\text{в}}} + (1 - q_4) \eta_{\text{т.п}} A - (1 - \xi_{\text{выт}}) A. \quad (3.10)$$

Здесь a — доля воздуха, подогреваемого в калориферах; $V_{\text{в}} c_{\text{в}}$ — водяной эквивалент воздуха; $t_{\text{в}}$ — температура подогрева воздуха.

Соотношение (3.10) позволяет определить следующие основные оптимальные решения по совершенствованию энергоблоков за счет использования схем регенеративного подогрева воздуха:

а) уменьшение расхода дымовых газов через воздухоподогреватели котлов путем отбора их на различные не входящие в систему поверхностей нагрева котла потребители;

б) увеличение расхода воздуха через калориферы и воздухоподогреватель путем использования схем с избыточным воздухом;

в) изыскание рациональных способов уменьшения степени повышения температуры уходящих из котла газов при введении предварительного подогрева воздуха;

г) поиск технических решений, в которых средневзвешенный коэффициент ценности теплоты пара ($\xi_{\text{в}}$), используемого для подогрева воздуха, был бы как можно ниже, а вытесняемый из системы регенерации пар имел возможно более высокий потенциал; при этом желательно, чтобы количество вытесняемой из системы регенерации теплоты $Q_{\text{выт}}$, отнесенное к расходу теплоты на регенеративный подогрев воздуха, было бы возможно ниже.

Формула (3.10) отражает общие взаимосвязи для некоторой обобщенной синтезированной схемы подогрева воздуха. На основе анализа формулы (3.10) могут быть получены выражения для предельных значений $\xi_{\text{в}}$ применительно к различным частным схемам низкотемпературных поверхностей нагрева котла:

если принять $y = 0$, $a = 1$ и $A = 0$, то получим условие для обычной компоновки воздухоподогревателя и экономайзера котла

$$\xi_{\text{в}} < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{c_{\text{в}} V_{\text{в}}} (1 - q_4) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_{\text{в}}}; \quad (3.11)$$

принимая $A = 0$ и $a = 1$, получим выражение для случаев компоновки котла с отбором газов перед воздухоподогревателем (на экономайзер высокого давления, на экономайзер низкого давления, на сушку топлива и др.) для вариантов, когда $Q_{\text{выт}}$ не зависит от температуры предварительного подогрева воздуха,

$$\xi_{\text{в}} < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{V_{\text{в}} c_{\text{в}}} (1 - q_4) (1 - y) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_{\text{в}}}; \quad (3.12)$$

положив $A = 0$, $y = 0$ и $a = 1$, получим условие эффективности предварительного подогрева воздуха для схемы с избыточным воздухом

$$\xi_{\text{в}} < 1 - \frac{\Sigma c_p V_g}{a c_{\text{в}} V_{\text{в}}} (1 - q_4) \eta_{\text{т.п}} \frac{d \vartheta_{yx}^{\text{вп}}}{dt_{\text{в}}}. \quad (3.13)$$

Как показал анализ выражений (3.11) — (3.13), регенеративный подогрев воздуха в схемах с отбором газов перед воздухоподогревателем и в схемах с избыточным воздухом более эффективен.

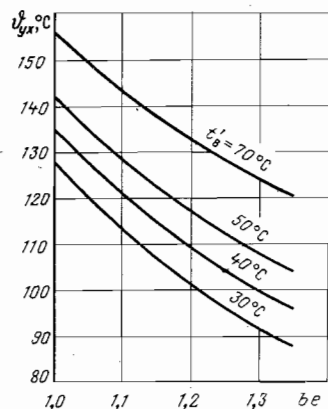


Рис. 3.1. Зависимость температуры уходящих газов от относительного количества воздуха, проходящего через воздухоподогреватель:

be — отношение общего количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к количеству воздуха, подаваемому в топку котла; $t'_в$ — температура воздуха на входе в воздухоподогреватель

Рассмотрим эффективность предварительного регенеративного подогрева воздуха на примере котла П-57, сжигающего экибастузский уголь. Как показали расчеты, величина $d\vartheta_{yx}^{вп}/dt_b$

для этого котла равна 0,7 (рис. 3.1). При $\Sigma V_{гг}/V_{всв} = 1,27$, $q_1 = 0,015$ и $\eta_{тп} = 0,99$ получаем условие для обычной компоновки котла [см. формулу (3.11)] $\xi_{в} < 0,125$.

Полученный результат соответствует предельному давлению греющего пара $p < 0,0118$ МПа и с учетом падения давления в трубопроводе 15% и минимального температурного напора в калориферах 10°C температуре подогрева воздуха 35°C . Реализация отбора пара из турбины при таком давлении практически невозможна, так как давление перед последней ступенью в реальных установках выше указанного.

Для схемы же с отбором газов перед воздухоподогревателем при $y = 0,25$ получаем условие [см. формулу (3.11)]

$$\xi_{в} < 0,343 \text{ и } p < 0,113 \text{ МПа,}$$

что с учетом падения давления и температурного напора соответствует температуре подогрева воздуха 88°C .

Для схемы с избыточным воздухом при $a = 1,25$ согласно формуле (3.13) получим условие

$$\xi_{в} < 0,3 \text{ и } p < 0,08 \text{ МПа,}$$

что соответствует температуре подогрева воздуха 80°C .

Результаты более обширного исследования уравнений (3.8), (3.10) и (3.12) для бурых и каменных углей, а также для жидкого топлива при разных значениях отношения $d\vartheta_{yx}^{вп}/dt_b$ представлены на рис. 3.2, 3.3 и 3.4.

Приведенные выше соотношения (3.8), (3.10) и (3.12) получены для условий, когда доля отбора газов перед воздухоподогревателем не меняется при изменении температуры предварительного подогрева воздуха.

Проанализируем условия эффективности регенеративного подогрева воздуха для случаев увеличения доли отбора газов при повышении температуры воздуха. Принимаем

$$y = b(t'_в - t'_в). \quad (3.14)$$

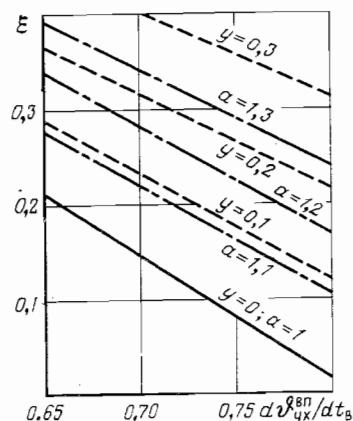


Рис. 3.2. Предельные значения коэффициентов ценности теплоты для регенеративного подогрева воздуха. Топливо — каменный уголь:

y — доля отбора газов; a — доля воздуха, подогреваемого в калориферах и пропускаемого через воздухоподогреватель (для обычной компоновки котла $y = 0$, $a = 1$; для схемы с отбором газов перед воздухоподогревателем $y > 0$; для схемы с избыточным воздухом $a > 1$)

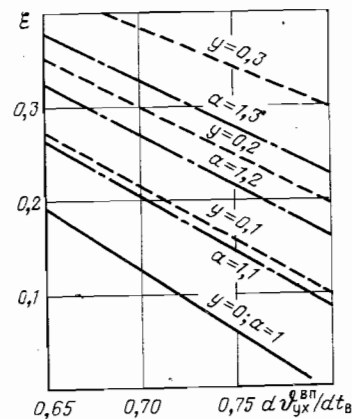
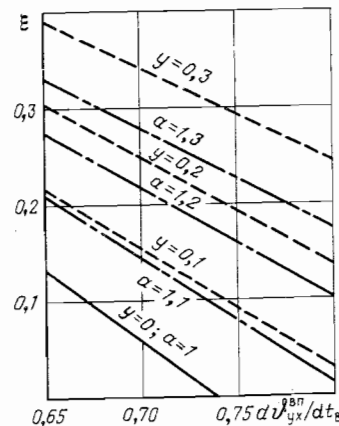


Рис. 3.3. Предельные значения коэффициентов ценности теплоты для регенеративного подогрева воздуха. Топливо — бурый уголь:

y — доля отбора газов; a — доля воздуха, подогреваемого в калориферах и пропускаемого через воздухоподогреватель (для обычной компоновки котла $y = 0$, $a = 1$; для схемы с отбором газов перед воздухоподогревателем $y > 0$; для схемы с избыточным воздухом $a > 1$)

Рис. 3.4. Предельные значения коэффициентов ценности теплоты для регенеративного подогрева воздуха. Топливо — мазут:

y — доля отбора газов; a — доля воздуха, подогреваемого в калориферах и пропускаемого через воздухоподогреватель (для обычной компоновки котла $y = 0$, $a = 1$; для схемы с отбором газов перед воздухоподогревателем $y > 0$; для схемы с избыточным воздухом $a > 1$)



Тогда температуру газов на выходе из воздухоподогревателя $\vartheta_{yx}^{вп}$ можно рассматривать как функцию двух переменных — независимой $t'_в$ и переменной y , являющейся, в свою очередь, функцией $t'_в$. После дифференцирования, приняв условие $\vartheta_{yx}^{вп} = \text{const}$, получим выражение для

производной

$$\frac{d\eta'_{n,y}}{dt_B} = - \frac{\Sigma c_r V_r^{np} (1 - q_i) (1 - y)}{Q_n^p} \left(\frac{\partial \theta_{yx}^{np}}{\partial t_B} + \frac{\partial \theta_{yx}^{np}}{\partial y} \frac{dy}{dt_B} \right) +$$

$$+ \frac{\Sigma c_r V_r^{np} \theta_{yx}^{np} (1 - q_i)}{Q_n^p} \frac{dy}{dt_B} - \frac{\Sigma c_r V_r^{zk} (1 - q_i) Q_{yx}^{zk}}{Q_n^p} \frac{dy}{dt_B} \quad (3.15)$$

Учитывая уравнение (3.6) и приведенную выше зависимость (3.14), получим уравнение для производной

$$\frac{dQ'_{\text{выт}}}{dt_B} = \Sigma c_r V_r^{zk} (\theta_r^{zk} - \theta_{yx}^{zk}) b. \quad (3.16)$$

Используя зависимости (3.14) — (3.16), получим условие эффективности предварительного подогрева воздуха для случая, когда одновременно с повышением температуры воздуха увеличивается доля отбора газов перед воздухоподогревателем на экономайзер, включенный в схему регенерации турбоустановки,

$$\xi_{\text{в}} < 1 - \frac{\Sigma c_r V_r^{np}}{ac_B V_B} (1 - q_i) (1 - y) \eta_{\text{т.п}} \left(\frac{\partial \theta_{yx}^{np}}{\partial t_B} + \frac{\partial \theta_{yx}^{np}}{\partial y} b \right) +$$

$$+ \frac{\Sigma c_r V_r^{np}}{ac_B V_B} (1 - q_i) \eta_{\text{т.п}} \theta_{yx}^{np} b - \frac{\Sigma c_r V_r}{ac_B V_B} (1 - q_i) \eta_{\text{т.п}} \theta_{yx}^{zk} b -$$

$$- (1 - \xi_{\text{выт}}) \frac{\Sigma c_r V_r^{zk} (\theta_r^{zk} - \theta_{yx}^{zk})}{ac_B V_B} b. \quad (3.17)$$

Примем следующие значения входящих в формулу (3.17) величин (в соответствии с принятыми выше для котла П-57) $a = 1$; $y = 0.25$; $\Sigma c_r V_r^{np} / c_B V_B = 1.27$; $q_i = 0.015$; $\eta_{\text{т.п}} = 0.99$. Примем также значения для величин, характеризующих схему с отбором газов на экономайзер, включенный в систему регенерации параллельно подогревателям высокого давления:

$$\Sigma c_r V_r^{zk} / c_B V_B = 1.12; \quad \theta_{yx}^{np} = 145^\circ \text{С}; \quad \theta_{yx}^{zk} = 175^\circ \text{С}; \quad \xi_{\text{выт}} = 0.77; \quad \theta_r^{zk} = 350^\circ \text{С}.$$

Если воспользоваться зависимостями температуры уходящих газов за воздухоподогревателем от доли отбора газов и температуры предварительного подогрева воздуха, полученными расчетом на ЭВМ, то $\partial \theta_{yx}^{np} / \partial t_B = 0.7$, а $\partial \theta_{yx}^{np} / \partial y \times b = 0.75$ при $b = 0.005$ (что соответствует изменению доли отбора газов 0,1 на каждые 20°С подогрева воздуха в калориферах).

Подставив указанные выше данные в формулу (3.17), получим предельное значение коэффициента энергоценности

$$\xi_{\text{в}} < 1 - 1.27 \cdot 0.985 \cdot 0.75 \cdot 0.99 (0.70 - 0.75) + 1.27 \cdot 0.965 \cdot 0.99 \times$$

$$\times 145 \cdot 0.005 - 1.12 \cdot 0.985 \cdot 0.99 \cdot 175 \cdot 0.005 - (1 - 0.77) \times$$

$$\times 1.12 (350 - 175) \cdot 0.005 = 0.76;$$

что соответствует давлению пара в отборе $p = 2.31 \text{ МПа}$.

Аналогичный результат может быть получен и для схемы с избыточ-

ным воздухом, когда с увеличением температуры регенеративного подогрева воздуха растет относительное количество избыточного воздуха.

Следует иметь в виду, что полученные выше показатели отражают лишь качественную термодинамическую сторону вопроса. Для выбора рациональных схем и оптимальных температур регенеративного подогрева питательной воды, воздуха и температуры уходящих газов необходимо в каждом конкретном случае проводить технико-экономические расчеты с учетом надежности работы поверхностей нагрева котла.

3.2. ВЫБОР СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК В ТЕПЛОВУЮ СХЕМУ ЭНЕРГБЛОКА

В связи с тем что регенеративный подогрев воздуха перед поступлением в котел играет решающую роль в большинстве разработанных методов совершенствования энергоблоков, ниже проведен анализ способов включения калориферов в тепловую схему турбоустановки [45—48].

Очевидно, что термодинамически наиболее эффективно использовать для подогрева воздуха пар низкого давления. Непосредственное использование пара вакуумных отборов турбины вследствие больших объемных расходов потребовало бы применения паропроводов большого диаметра, что конструктивно трудно осуществить. Для обеспечения подогрева воздуха паром низкого потенциала в качестве греющей среды можно применять конденсат, отбираемый из линии питательной воды после одного или нескольких регенеративных подогревателей турбоустановки.

Непосредственное использование конденсата для подогрева воздуха может, однако, вызвать ряд трудностей. Опыт работы мощных блоков показывает, что в период эксплуатации и особенно в наладочный период в тракте низкого давления турбоустановки может иметь место повышенное содержание кислорода в конденсате как за счет недостаточной деаэрации воды в конденсаторе, так и за счет присосов воздуха в вакуумной части тракта. Вследствие этого может наблюдаться усиленная внутренняя коррозия поверхности нагрева калориферной установки и заброс продуктов коррозии в тракт котла.

Рассмотрим ряд схем включения калориферов для подогрева воздуха, в том числе с применением различных способов защиты пароводяного тракта котла от продуктов внутренней коррозии:

- 1) отбор на калориферы пара с давлением 0,25 МПа;
- 2) отбор на калориферы пара с давлением 0,49 МПа;
- 3) отбор конденсата на калориферы после ПНД-3 и сброс перед системой конденсатоочистки;
- 4) отбор конденсата на калориферы после ПНД-3 и очистка охлажденного конденсата в специальном обезжелезивающем фильтре;
- 5) отбор конденсата на калориферы после ПНД-3 с исполь-

зованием предварительной деаэрации конденсата в дополнительном деаэраторе с давлением 0,118 МПа;

6) отбор конденсата на калориферы после основного деаэратора за бустерными насосами;

7) отбор на калориферы пара с давлением 0,118 МПа из турбопривода воздухоподувки;

8) подача на калорифер конденсата, циркулирующего в замкнутом контуре через встроенные пучки специальных подогревателей низкого давления (ПНД-3; ПНД-2; ПНД-1);

9) то же с использованием ПНД-2 и ПНД-1.

В табл. 3.1 приведены результаты сопоставления указанных выше вариантов включения калориферов для условий блока 1200 МВт.

В качестве исходного принят вариант подогрева воздуха паром из отбора с давлением пара 0,252 МПа. Сопоставление проводилось по критерию приведенных затрат. При технико-экономическом сопоставлении учтена разница капитальных вложений в оборудование, затрат на топливо, расходов на собственные нужды блока, на амортизацию, ремонт и монтаж оборудования.

Сопоставление показало, что наиболее экономичным является вариант 8 с применением подогревателей низкого давления со встроенным пучком (рис. 3.5, а), обеспечивающий экономию приведенных затрат на один блок 160 тыс. рублей в год. Почти равноэкономичным варианту 8 оказался вариант 9.

Близкими к варианту 8 по затратам являются вариант с установкой дополнительных обезжелезивающих фильтров (вариант 4) и вариант со сбросом конденсата после калориферов перед системой конденсатоочистки (вариант 3).

Из-за значительного увеличения расхода топлива неэффектив-

Таблица 3.1. Результаты технико-экономического сопоставления различных способов защиты паров водяного тракта котла от продуктов

Наименование	Номер варианта	
	1	2
Температура воздуха на входе в калорифер, °С	5	5
Температура воздуха на выходе из калорифера, °С	70	70
Температура воды на входе в калорифер, °С	124	148
Температура воды на выходе из калорифера, °С	124	148
Изменение экономии теплоты за счет парового подогрева воздуха, %	0	0,25
Изменение расхода электроэнергии на собственные нужды, кВт · ч	0	—40
Изменение приведенных затрат, тыс. руб/год	0	96,3

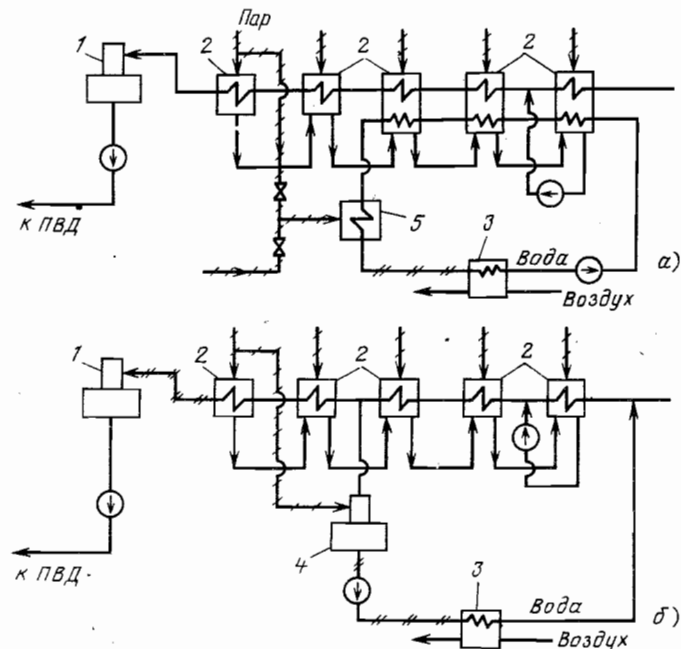


Рис. 3.5. Схемы включения калориферов: а — схема со встроенными пучками труб в трех ПНД; б — схема с деаэрацией греющего конденсата в дополнительном деаэраторе. 1 — деаэратор; 2 — ПНД; 3 — калорифер; 4 — дополнительный деаэратор; 5 — пароводяной теплообменник

ных схем включения калориферов для подогрева воздуха с применением внутренней коррозии

Номер варианта						
3	4	5	6	7	8	9
5	5	5	5	5	5	5
70	70	70	70	70	70	70
98	98	104	168	104	98	82
28	28	28	28	104	28	28
—0,61	—0,61	—0,55	—0,18	—0,17	—0,61	—0,71
1446	1446	1455	309	18	793	1285
—98,2	—104,8	—78,4	—31,6	—57,1	—160,2	—148,4

ным оказался вариант с подачей на калорифер пара из отбора 0,49 МПа (вариант 2).

Вариант 4 не решает вопроса надежности собственно калориферной установки, так как в этом случае в калорифер может поступать конденсат с повышенным содержанием кислорода.

Вариант 3 предусматривает увеличение производительности блочной обессоливающей установки и увеличение числа конденсатных насосов второго подъема, что вызывает усложнение компоновки.

Вариант 8 является более предпочтительным не только с точки зрения приведенных затрат, но и с точки зрения надежности работы блока.

Указанное выше технико-экономическое сопоставление вариантов выполнено при среднегодовой температуре наружного воздуха, что дает достаточную точность в таких расчетах. Вместе с тем важное значение имеет обеспечение надежной работы калориферов с точки зрения опасности замерзания греющего агента в зимнее время года при отрицательной температуре наружного воздуха. Опыт эксплуатации калориферных установок показывает, что этому вопросу следует уделять особое внимание.

В связи с изложенным проведем расчетное исследование различных схем включения калориферов в условиях меняющейся температуры воздуха на входе в калориферы и пониженных нагрузок блока.

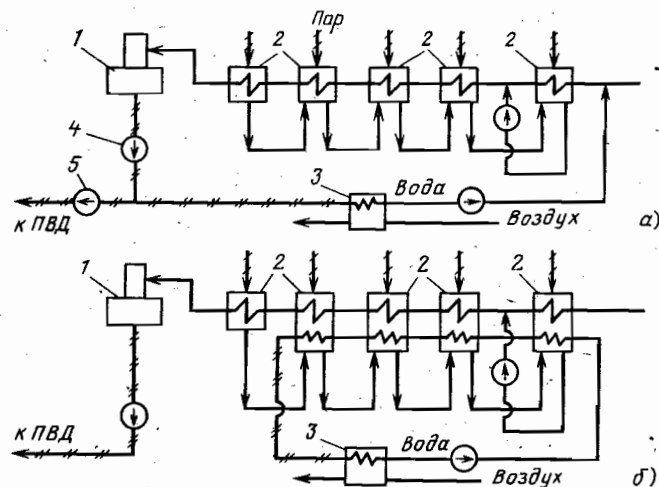


Рис. 3.6. Схемы включения калориферов:

а — схема с отбором конденсата для подогрева воздуха после основного деаэратора; б — схема со встроенными пучками труб четырех ПНД; 1 — деаэратор; 2 — ПНД; 3 — калорифер; 4 — бустерный насос; 5 — питательный насос

Рассмотрим четыре схемы включения калориферов:

схема I — схема со встроенными пучками труб в трех подогревателях низкого давления (рис. 3.5,а);

схема II — схема с деаэрацией греющего конденсата в дополнительном деаэраторе (рис. 3.5,б);

схема III — схема с отбором конденсата для подогрева воздуха после основного деаэратора (рис. 3.6,а);

схема IV — схема со встроенными пучками труб в четырех подогревателях низкого давления (рис. 3.6,б).

Для каждой из указанных выше схем подогрева воздуха определены расчетные поверхности нагрева, соответствующие подогреву воздуха до 70° С и температуре воздуха на входе в калорифер 5° С. Калориферы, имеющие расчетную поверхность нагрева, поставлены в нерасчетные условия. Нагрузка блока изменялась в диапазоне 30—100%, а температура воздуха на входе в калориферы — от —30 до +25° С. Результаты расчетов, выполненных на ЭВМ, приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Значения температур воды на выходе из калориферной установки для различных схем включения при изменении нагрузки блока и температур воздуха на входе в калорифер

Наименование	Вариант схемы			
	I	II	III	IV
Расчетная поверхность калориферов, м ²	40 600	38 000	24 000	32 600
Нагрузка, %	100 70 50 30	100 70 50 30	100 70 50 30	100 70 50 30
Температура греющей среды, °С	101 91 82 70	105 105 105 105	164 164 164 164	121 110 100 86
Температура воздуха на входе в калорифер, °С:				
25	38 38 40 46	38 34 31 28	37 32 29 27	37 35 35 36
15	34 34 37 43	35 28 24 20	33 27 22 19	33 31 30 31
5	31 31 33 41	32 24 18 12	31 22 16 11	31 27 25 26
—10	28 27 29 38	29 17 10 1	30 17 8 0	28 23 20 21
—20	26 25 27 36	28 14 4 0	30 14 4 0	27 21 17 17
—30	26 23 25 35	26 11 0 0	29 12 0 0	27 19 14 14

Схема I (рис. 3.5,а) обеспечивает надежную работу калориферов в зимнее время. В условиях переменных нагрузок блока при снижении температуры воздуха на входе в калориферы до —30° С температура греющей воды не опускается до опасных с точки зрения замерзания величин и лежит выше 22° С. В связи с возможным появлением неравномерности в распределении греющей воды по секциям калориферов, по-видимому, при отрицательных температурах воздуха на входе в калориферы следует считать опасными режимы с температурой воды на выходе ниже

15° С. Этот предел должен быть уточнен в процессе эксплуатации. Кроме того, расчеты показали, что для схемы I, несмотря на уменьшение давления пара в отборах при пониженных нагрузках, для обеспечения необходимого подогрева воздуха не требуется никаких переключений на вышестоящие отборы пара. Лишь при 30%-ной нагрузке температура подогрева воздуха снижается на 1—2° С.

Использование четырех подогревателей низкого давления со встроенными пучками (рис. 3.6,б) также обеспечивает безопасную работу калориферов в зимнее время.

В схеме с дополнительным деаэратом (рис. 3.5,б) из-за постоянства температуры воды на входе в калорифер на сниженных нагрузках температура воды на выходе резко снижается и на нагрузках ниже 60—70% в зимнее время необходимо применять специальные меры для предотвращения замерзания. В этом случае на указанных выше режимах необходимо использовать рециркуляцию горячего воздуха либо применять специальные схемы калориферных установок с рециркуляцией воздуха [16, 17].

Данные табл. 3.2 для схемы подогрева воздуха конденсатом, отбираемым после основного деаэратора, показывают, что и в этом случае нагрузки менее 60—70% опасны с точки зрения замерзания.

Условия работы калориферов в зимнее время могут быть улучшены уменьшением поверхности нагрева калориферов и увеличением расхода греющей воды. Однако в этом случае при положительных температурах воздуха на входе в калориферы температура воды на выходе существенно возрастает, что приводит к понижению экономичности установки из-за некоторого, а в ряде случаев полного вытеснения из работы подогревателей низкого давления № 1 и 2.

Другим способом увеличения температуры воды на выходе из калориферов в зимнее время может служить повышение температуры воздуха за счет увеличения расхода греющего конденсата.

Большой интерес представляет также исследование вопроса регулирования температуры воздуха на выходе из калориферов. Изменение температуры подогрева воздуха в рассматриваемых схемах достигается изменением расхода греющей воды через калориферную установку. Для обеспечения этого изменения на нагнетательном патрубке насоса, обеспечивающего циркуляцию воды, должен быть установлен регулирующий клапан. Хотя этот способ регулирования не представляет особых затруднений, интересно выявить возможность отказа от регулирования вообще. С этой целью выполнены расчеты, в которых определялась температура подогрева воздуха при постоянном расходе воды через калориферы в условиях изменения нагрузки блока и переменных температурах наружного воздуха.

Результаты представлены на рис. 3.7. Из графика видно, что для схемы I изменение температуры подогрева воздуха при постоянном расходе греющей воды незначительно. При снижении нагрузки температура воздуха несколько возрастает, что в условиях снижения температуры уходящих газов при уменьшении нагрузки может стабилизировать температуру стенки воздухоподогревателя. Диапазон же изменения температуры воздуха для схемы подогрева воздуха водой из основного деаэратора слишком велик и не позволяет отказаться от регулирования температуры подогрева воздуха.

Как показали исследования, схема с использованием для подогрева воздуха подогревателей низкого давления со встроенными пучками труб (рис. 3.5,а) наряду с лучшими технико-экономическими показателями обеспечивает благоприятные условия работы калориферов в зимнее время и по-

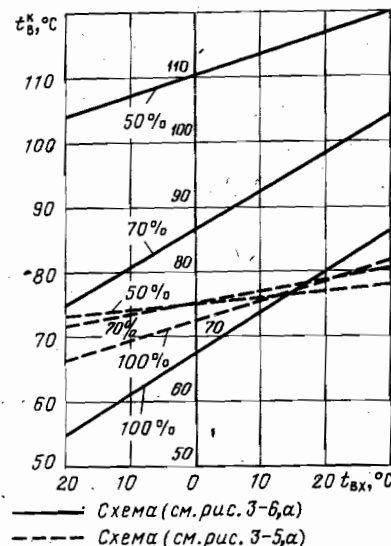


Рис. 3.7. Диапазон изменений температуры подогрева воздуха $t_{вх}$ при постоянном расходе конденсата через калорифер в условиях переменных нагрузок при различных температурах воздуха на входе в калориферы (цифры на кривых обозначают нагрузку блока).

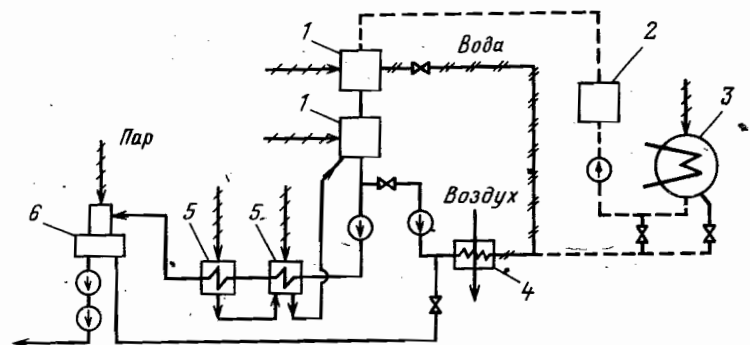


Рис. 3.8. Схема предварительного подогрева воздуха в случае применения смешивающих ПНД: 1 — смешивающие ПНД; 2 — блочная обессоливающая установка; 3 — конденсатор; 4 — калорифер; 5 — регенеративные ПНД; 6 — деаэратор

звояет отказаться от регулирования температуры подогрева воздуха.

Разработанные в настоящее время тепловые схемы турбоустановок со смешивающими ПНД в качестве первой и второй ступеней подогрева питательной воды с учетом их деаэрирующей способности могут изменить отношение к схемам, использующим для подогрева воздуха непосредственно питательную воду, отбираемую из тракта низкого давления (рис. 3.8). Эти схемы более простые, не требуют разработки специальных подогревателей и могут найти широкое применение. В этом случае может быть использован способ работы калориферной установки [50], который позволяет повысить экономичность блока за счет частичного подогрева обратной воды в зимнее время теплотой отработавшего пара турбины. Зимой, когда температура воды на выходе из калориферной установки может понизиться до $15-20^{\circ}\text{C}$, вода направляется в конденсатор, где нагревается до $30-35^{\circ}\text{C}$. Летом же сброс обратной воды осуществляется перед ПНД-1.

По условиям работы оборудования, связанным с ограничениями и вызванным неучетом в проектах требований рациональной организации предварительного подогрева воздуха, не всегда удается возможным реализовать оптимальную схему. Не всегда, например, можно отвести из вакуумных отборов достаточное количество пара из-за ограничений по скорости в камере отбора или из-за возникающего неравномерного поля давлений в проточной части турбины.

Для обеспечения максимального эффекта в этих условиях, а также с целью предотвращения замерзания греющего агента

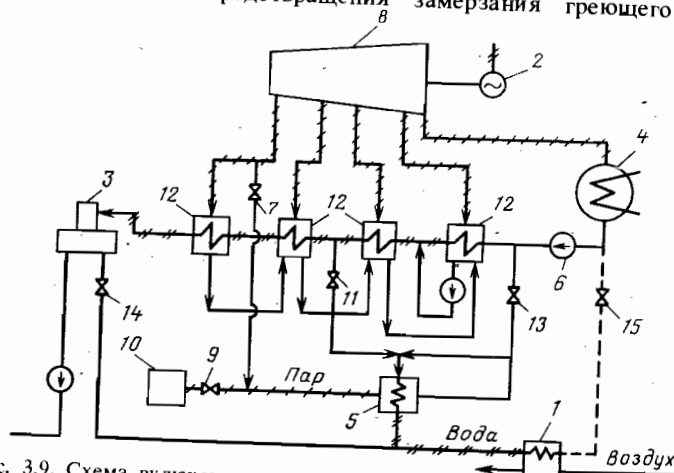


Рис. 3.9. Схема включения калориферов в тепловую схему турбоустановки: 1 — калорифер; 2 — генератор; 3 — деаэризатор; 4 — конденсатор; 5 — теплообменник; 6 — конденсатный насос; 7, 9, 11, 13, 14, 15 — задвижки; 8 — турбина; 10 — посторонний источник пара; 12 — ПНД

и обеспечения возможности получения пиковой мощности за счет отключения отборов пара на калориферы, может быть предложена схема включения калориферов (рис. 3.9) [51]. Схема работает следующим образом.

В холодное время года на нагрузках, близких к номинальной, подогрев воздуха осуществляется конденсатом, отбираемым из деаэратора через задвижку 14 и сбрасываемым через задвижку 15 перед конденсатным насосом 6. Для получения пиковой мощности закрывается задвижка 14 и открываются задвижки 9 и 13. Тем самым прекращается отбор пара для подогрева воздуха из турбины 8 и мощность турбины возрастает. Подогрев воздуха осуществляется от постороннего источника 10 конденсатом, циркулирующим через пароводяной теплообменник 5, калорифер 1 с помощью конденсатного насоса 6.

Для повышения экономичности паротурбинной установки схема в летнее время работает при закрытых задвижках 9, 13 и 14. Конденсат для подогрева подается через задвижку 11 к пароводяному теплообменнику 5 и затем к калориферу 1. На пароводяной теплообменник подается пар от отбора турбины 8 через задвижку 7. При этом снижается среднее давление пара, используемое для подогрева воздуха, без недопустимого увеличения расхода воды через подогреватели низкого давления, что обеспечивает на этих режимах получение экономии топлива. Чтобы предотвратить замерзание воды в зимнее время на режиме подогрева воздуха конденсатом, отбираемым из деаэратора, к греющему агенту подмешивается вода с помощью открытия задвижки 11 или 13 при закрытых задвижках 7 и 9. Тем самым меняются условия теплообмена в калорифере и поднимается температура воды на выходе из него.

В случае возникновения ограничения отборов пара на подогрев воздуха и связанного с этим ограничения количества отбираемого из деаэратора конденсата теплота, недостающая для подогрева воздуха, может быть восполнена за счет открытия задвижек 13 и 9 без дополнительной загрузки какого-либо регенеративного отбора. В отдельных случаях вместо открытия задвижки 9 может быть использован регенеративный отбор путем открытия задвижки 7.

Расчеты, проведенные применительно к блоку 1200 МВт, показали, что при использовании пара от постороннего источника может быть получена пиковая мощность 23 000 кВт и повышена тепловая экономичность в летнее время на 0,3—0,4%.

3.3 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В СОЧЕТАНИИ С ОТБОРОМ ГАЗОВ ПЕРЕД ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕМ

Способ подогрева воздуха основным конденсатом турбоустановки в сочетании с экономайзером низкого давления

Рассмотрим способ предварительного подогрева воздуха в сочетании с экономайзером низкого давления [9].

Принципиальная схема, реализующая указанный способ, представлена на рис. 3.10. Для создания благоприятных условий повышения температуры воздуха на входе в котел перед воздухоподогревателем осуществляется отбор газов. Для охлаждения отбираемых газов параллельно воздухоподогревателю устанавливается экономайзер, включенный в систему регенеративного подогрева питательной воды низкого давления. Предварительный подогрев воздуха производится основным конденсатом турбины, отбираемым из тракта низкого давления до точки подачи воды на экономайзер. Охлажденный конденсат после калориферов сбрасывается перед первым по ходу воды регенеративным подогревателем. Таким образом обеспечивается, с одной стороны, использование для подогрева воздуха теплоты вакуумных низкопотенциальных отборов пара, а с другой — вытеснение экономайзером низкого давления отборов более высокого потенциала.

Отбор части газов перед воздухоподогревателем на дополнительный экономайзер уменьшает водяной эквивалент дымовых

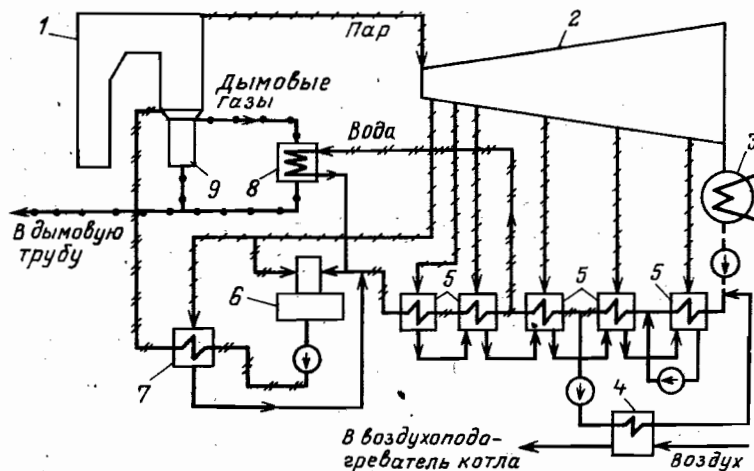


Рис. 3.10. Схема регенеративного подогрева воздуха в сочетании с экономайзером низкого давления:

1 — котел; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — калориферная установка; 5 — ПНД; 6 — деаэратор; 7 — ПВД; 8 — экономайзер низкого давления; 9 — воздухоподогреватель котла

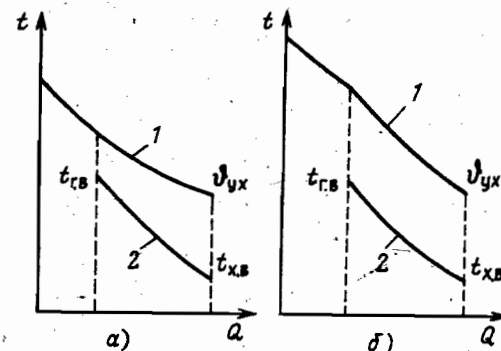


Рис. 3.11. Изменение температур газов и воздуха в воздухоподогревателе: а — при отсутствии отбора газов перед воздухоподогревателем; б — при наличии отбора газов перед воздухоподогревателем; 1 — охлаждение газов; 2 — подогрев воздуха; $t_{г,в}$ — температура горячих газов на входе; $t_{г,х}$ — температура горячих газов на выходе; $t_{х,в}$ — температура холодного воздуха на входе; $t_{х,х}$ — температура холодного воздуха на выходе; $t_{у,х}$ — температура уходящих газов; Q — тепловосприимчивость нагрева

газов, проходящих через воздухоподогреватель, приближая его к водяному эквиваленту нагреваемого воздуха. Поэтому кривая охлаждения газов идет круче, что увеличивает температурный напор на горячей стороне воздухоподогревателя (рис. 3.11). Вследствие этого улучшаются условия работы воздухоподогревателя, что, в свою очередь, позволяет повысить температуру предварительного регенеративного подогрева воздуха без существенного повышения температуры уходящих газов. Частичное вытеснение регенеративных отборов пара экономайзером низкого давления несколько снижает термодинамический эффект от введения парового подогрева воздуха. Однако за счет разницы давлений пара, используемого для подогрева воздуха в калориферах и вытесняемых экономайзером отборов пара, и за счет того, что количество теплоты, воспринимаемое экономайзером низкого давления, меньше тепловосприимчивости калориферов, может быть получено существенное повышение экономичности установки. При реализации схем с экономайзером низкого давления появляются трудности компоновки оборудования и регулирования расходов.

Проектные и технико-экономические исследования описанного выше способа позволили определить оптимальные пределы подогрева воздуха, выявить рациональную схему включения калориферов и экономайзера, найти наивыгоднейшую долю отбора газов на экономайзер и вычислить термодинамическую и технико-экономическую эффективность.

В качестве исходной принята тепловая схема К-500-240 ХТГЗ с подогревом воздуха до 30°C паром из отбора с давлением 0,028 МПа. Рассмотрены варианты подогрева воздуха до температур 30, 50, 70 и 90°C при включении калориферов и экономайзера

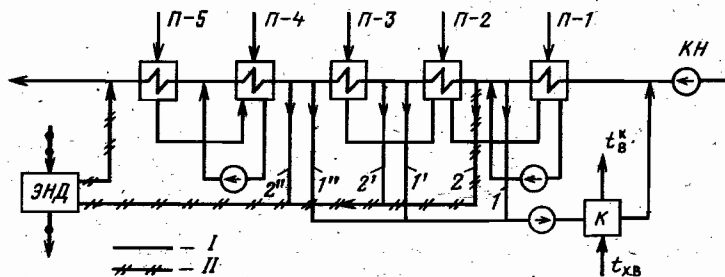


Рис. 3.12. Варианты включения калориферной установки и экономайзера низкого давления в тепловую схему турбоустановки:

I — питательная вода на калориферы: I — отбор за П-1 ($t_g^* = 30^\circ \text{C}$); I' — отбор за П-2 ($t_g^* = 50^\circ \text{C}$); I'' — отбор за П-3 ($t_g^* = 90^\circ \text{C}$); II — питательная вода на экономайзер низкого давления: 2 — отбор за П-1; 2' — отбор за П-2; 2'' — отбор за П-3; ЭНД — экономайзер низкого давления; К — калориферная установка; КН — конденсатный насос; t_g^* — температура воздуха на выходе из калориферной установки; $t_{хв}$ — температура холодного воздуха

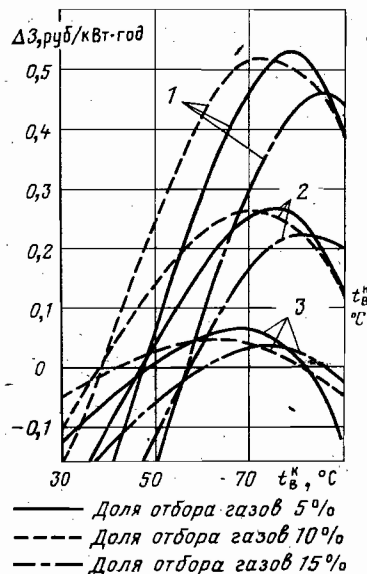


Рис. 3.13. Экономия приведенных затрат в зависимости от температуры подогрева воздуха для схемы с экономайзером низкого давления: 1 — при стоимости условного топлива 30 руб/т; 2 — при стоимости условного топлива 20 руб/т; 3 — при стоимости условного топлива 10,4 руб/т

согласно рис. 3.12. Количество газов, отбираемых на экономайзер, варьировалось от 5 до 15%. Сжигаемое топливо — АШ. Определены изменения приведенных затрат для упомянутых выше вариантов по сравнению с исходным. Результаты расчетов представлены на рис. 3.13 (для случая отбора воды на экономайзер за третьим по ходу воды ПНД, оказавшегося в рассматриваемых условиях оптимальным). Рассмотрение ре-

зультатов сопоставления показывает, что:

наивыгоднейшая температура подогрева воздуха оказывается равной примерно 70°C при доле отборов газов на экономайзер приблизительно 10%;

наилучшей схемой включения экономайзера для рассматриваемых условий является схема с подачей воды на экономайзер после третьего ПНД; при этом температура подаваемой воды 104°C ,

минимальный температурный напор в экономайзере 16°C , а доля конденсата, пропускаемого через экономайзер, 22%;

осуществление по рассмотренной схеме регенеративного подогрева воздуха до 70°C позволяет получить экономию топлива примерно до 1,4%; дополнительные капитальные вложения окупаются за 3—4 года.

В проведенных исследованиях принято, что все элементы оборудования блока проектируются заново. В связи с этим мощность установки во всех вариантах принималась неизменной, производительность котла определялась как функция степени подогрева воздуха.

Модернизация блоков по схеме с экономайзером низкого давления дает высокий экономический эффект. Экономия приведенных затрат для блока с турбиной К-300-240 при расчетной стоимости условного топлива 10 руб/т составляет 30 000—58 000 руб/год; для блока с турбиной К-200-130 22 000—38 000 руб/год. При стоимости условного топлива 15 руб/т экономия затрат возрастает в 1,5—2 раза. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений 0,3—1,9 года. Экономия условного топлива 6000 т/год на блок 300 МВт и 4300 т/год на блок 200 МВт, что составляет 1% годового расхода топлива.

Схема парового подогрева воздуха с экономайзером низкого давления позволяет повысить мощности блоков на 1,5% в зимнее время и на 0,4—1,0% летом без увеличения расхода пара в конденсатор. Это объясняется тем, что пар, вытесненный экономайзером низкого давления, может обеспечить дополнительную выработку энергии, которая превышает недопроизводство энергии паром, используемым для подогрева воздуха.

Схема подогрева воздуха в сочетании с экономайзером высокого давления

Использование описанной выше схемы регенеративного подогрева воздуха с экономайзером низкого давления не может быть рекомендовано при сжигании коррозионноопасных топлив, так как температура металла экономайзера оказывается ниже точки росы дымовых газов. В связи с этим разрабатана [10] схема подогрева воздуха в сочетании с экономайзером высокого давления, включенным по газам параллельно воздухоподогревателю, а по воде — параллельно подогревателям питательной воды высокого давления (рис. 3.14). Подача воды на экономайзер после деаэра-тора 0,59—0,68 МПа повышает температуру стенки экономайзера до 160 — 165°C и предотвращает наружную и внутреннюю коррозию его поверхности нагрева.

Дополнительным преимуществом схемы с экономайзером высокого давления является повышение мощности установки на 1,5—2% без увеличения расхода свежего пара. Повышенная температура

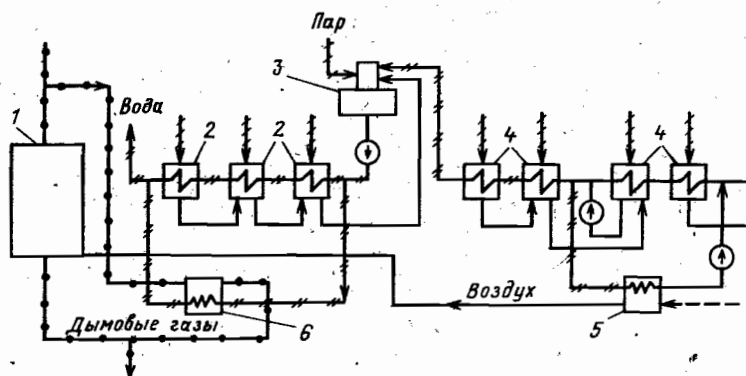


Рис. 3.14. Схема регенеративного подогрева воздуха в сочетании с экономайзером высокого давления:
1 — воздухоподогреватель; 2 — ПВД; 3 — деаэрактор; 4 — ПНД; 5 — калорифер; 6 — экономайзер высокого давления

уходящих газов за экономайзером высокого давления по сравнению с вариантом установки экономайзера низкого давления практически компенсируется по тепловой экономичности тем, что в случае установки экономайзера высокого давления происходит вытеснение пара регенеративных отборов более высокого потенциала.

Схема регенеративного подогрева воздуха с экономайзером высокого давления исследована и разработана для ряда объектов, в том числе для Конаковской ГРЭС, и запроектирована совместно ВТИ и СКБ ВТИ. Согласно проекту реконструкция блока 300 МВт Конаковской ГРЭС обеспечивает повышение экономичности блока 0,9—1,1%, увеличение располагаемой мощности 4—5 МВт и экономию приведенных затрат 106 тыс. руб. в год на один блок.

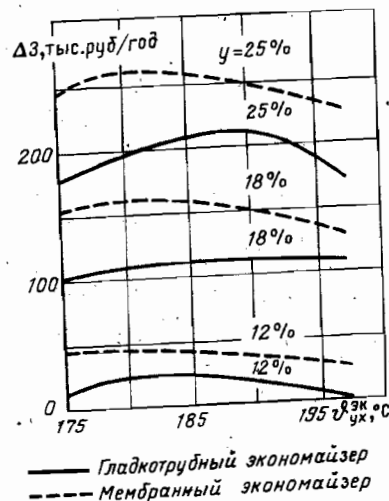
Для анализа эффективности схемы с экономайзером высокого давления применительно к котлу ТГМ-204 блока 800 МВт выполнены технико-экономические расчеты с целью выбора рациональных параметров и определения возможного экономического эффекта. При этом варьировались: температура уходящих газов за дополнительным экономайзером высокого давления 175, 185 и 195°С, доля отбора газов за экономайзером 12, 18 и 25%; тип поверхности нагрева — гладкотрубный, мембранный с высотой перемычки 30 и 60 мм; температура предварительного подогрева воздуха 50 и 70°С. Всего рассмотрено 54 варианта.

Сопоставление вариантов по критерию приведенных затрат представлено на рис. 3.15. Наибольшую экономию приведенных затрат обеспечивает вариант с отбором 25% газов на дополнительный экономайзер, температурой уходящих газов за экономайзером высокого давления 185°С, мембранной поверхностью нагрева

Рис. 3.15. Экономия приведенных затрат в схеме с экономайзером высокого давления в зависимости от температуры газов за ним ($t'_g = 70^\circ\text{C}$):
 y — доля отбора газов на экономайзер

при высоте перемычки 60 мм и температурой предварительного подогрева воздуха 50°С. Однако в этом варианте температура газов за воздухоподогревателем составляет 94°С, что по условиям коррозии и забивания является неприемлемым.

В связи с этим заслуживает внимания вариант с увеличенным до 70°С предварительным подогревом воздуха и температурой уходящих газов за воздухоподогревателем 113°С. Этот вариант обеспечивает экономию приведенных затрат 236 тыс. руб. в год на блок 800 МВт. При этом оптимальными, как и в случае $t'_g = 50^\circ\text{C}$, являются отбор газов 25%, температура газов за экономайзером 185°С, мембранная поверхность нагрева с высотой перемычки 60 мм. Средняя температура газов и воздуха на холодном конце воздухоподогревателя составляет в этом варианте 91,5°С, т. е. выше, чем в исходном варианте, на 91,5 — 88,5 = 3°С, рассчитанном на сжигание мазута с малыми избытками воздуха.



Предварительный подогрев воздуха путем его смешения с выхлопными газами газотурбинного привода вспомогательных механизмов

Рассмотренные выше схемы с байпасным экономайзером низкого и высокого давления при благоприятных условиях по снабжению жидким или газообразным топливом могут эффективно сочетаться с предварительным подогревом дутьевого воздуха путем его смешения перед воздухоподогревателем котла с выхлопными газами газотурбинного привода вспомогательных механизмов [52, 53].

В данном случае имеет место не только утилизация теплоты выхлопных газов газотурбинного привода, но и в связи с большим избытком воздуха за газовой турбиной уменьшение количества воздуха, которое необходимо подавать в топку котла воздухоподувкой. Наряду с повышением тепловой экономичности располагаемая мощность энергоблока в случае использования такой схемы увеличивается.

Исследования по выбору типа привода воздухоподогревателя для энергоблока 1200 МВт с учетом переменных режимов работы энергоблоков [52] показали высокую технико-экономическую эффективность данного технического решения с газотурбинным приводом. Экономия приведенных затрат по сравнению с электроприводом составляет 267 тыс. руб. в год. Экономия топлива при этом 0,8%.

Сочетание подогрева воздуха с дополнительным паротурбинным циклом для привода вспомогательных механизмов

В [52] предложена схема подогрева воздуха в калориферах в сочетании с паротурбинным циклом для привода вспомогательных механизмов энергоблока (рис. 3.16).

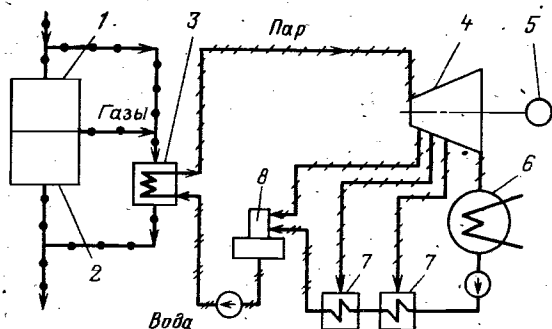


Рис. 3.16. Схема с дополнительным циклом для привода воздухоподогревателя: 1 — экономайзер; 2 — воздухоподогреватель; 3 — котел-утилизатор; 4 — турбопривод; 5 — воздухоподогреватель; 6 — конденсатор; 7 — ПНД; 8 — деаэратор

В схеме параллельно воздухоподогревателю по газам устанавливается парогенератор, который вырабатывает пар, идущий к турбоприводу воздухоподогревателя или какого-либо другого механизма. Наличие отбора газов перед воздухоподогревателем, как и в схеме с экономайзером, позволяет уменьшить водяной эквивалент дымовых газов, проходящих через воздухоподогреватель, и снизить температуру уходящих газов. После турбопривода пар конденсируется; конденсат, нагреваясь затем отборным паром турбопривода, поступает в парогенератор, образуя пароводяной цикл. Таким образом, на привод воздухоподогревателя не расходуется электроэнергия и пар основной турбины, что позволяет увеличить располагаемую мощность блока.

Для нахождения оптимального варианта схемы для блока мощностью 800 МВт на мазуте рассмотрены различные начальные параметры пара дополнительного цикла: давление 0,98, 1,47 и 1,96 МПа, температура 240, 270, 300, 330 и 440° С. При указанных параметрах рассчитаны потребные величины отборов газа на котел.

При этом варьировалась также точка отбора газов перед воздухоподогревателем, перед экономайзером и температуры газов за котлом. Выполнен расчет потерь теплоты с уходящими газами, и определены поверхности нагрева котла.

Расчеты показали, что оптимальным оказывается вариант с параметрами пара 1,47 МПа и 270° С, с отбором газов перед экономайзером и температурой газов за котлом 170° С. Температура предварительного подогрева воздуха по условиям защиты воздухоподогревателя от коррозии принята 70° С.

Экономия приведенных затрат от применения схемы составляет 210 тыс. руб./год на один блок 800 МВт; температура уходящих газов за воздухоподогревателем 119° С. Схема с дополнительным циклом требует наличия источника пара для обеспечения пусковых режимов. При пониженных нагрузках необходимо обратить внимание на достаточный по условиям защиты от коррозии подогрев воды на входе в дополнительный котел.

3.4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОГО СОЧЕТАНИЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА И РАЗОМКНУТЫХ СИСТЕМ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ С ГАЗОВОЙ СУШКОЙ ТОПЛИВА В ПРОЦЕССЕ РАЗМОЛА

ЦКТИ разработаны [54—57] разомкнутые системы пылеприготовления (РПС), в которых сушка топлива производится в мельницах теплотой пропускаемых через них 100% уходящих из котла газов, а испаренная влага топлива сбрасывается в атмосферу, минуя котел. Сооруженные на Александрийских ТЭЦ пылесистемы этого типа позволили устойчиво и экономично сжигать низкокачественные местные бурые угли с теплотой сгорания Q_p^p (1100—1700) · 4,19 кДж/кг с влажностью $W^p = 55 \div 45\%$ и зольностью $A_c = 42 \div 30\%$.

При сжигании высоковлажных топлив количество теплоты, потребное для сушки топлива, определяет в пылесистемах этого типа высокую температуру газов на входе в мельницы, а следовательно, и на выходе из поверхностей нагрева котла. Например, на Александрийской ТЭЦ-3 эта температура составляет 340—360° С. Такое положение предопределяет высокие температурные напоры в воздухоподогревателе котла, что создает условия для экономически оправданного предварительного подогрева воздуха.

Предложения об использовании в этих условиях предварительного подогрева воздуха высказывались Л. Е. Бухтияровым [58] и применительно к мощным энергоблокам — авторами [59]. Показано, что использование регенеративного подогрева воздуха существенно повышает экономичность энергоблоков в условиях сушки топлива 100%-ным количеством газов. Как видно из графика на рис. 3.17, экономия зависит от приведенной влажности топлива, так как оптимальный уровень подогрева воздуха тем выше, чем

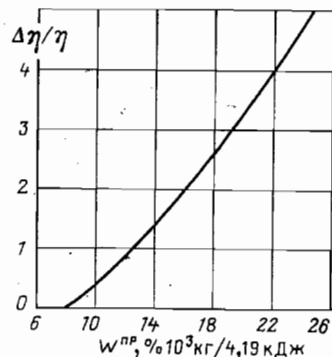


Рис. 3.17. Повышение экономичности энергоблоков с разомкнутой схемой сушки топлива уходящими газами за счет регенеративного подогрева воздуха

выше температура газов на выходе из котла. При влажности топлива $W^{пр} \leq 8\% \cdot 10^3 \text{ кг/4,19 кДж}$ температура уходящих из котла газов снижается до уровня оптимальной по условиям затрат на котел. При этом предварительный подогрев воздуха не оправдывается.

Анализ пылесистем с разомкнутой схемой сушки топлива уходящими газами, кроме того, показал, что в условиях мощных энергоустановок размещение системы пылеулавливания в ячейке блока чрезвычайно затруднено и связано со значительными затратами.

Предложен способ нагрева воздуха (рис. 3.18), который характе-

ризуется [8] следующими особенностями:

для изменения соотношения водяных эквивалентов газов и воздуха в воздухоподогревателе отбор газов на сушку топлива про-

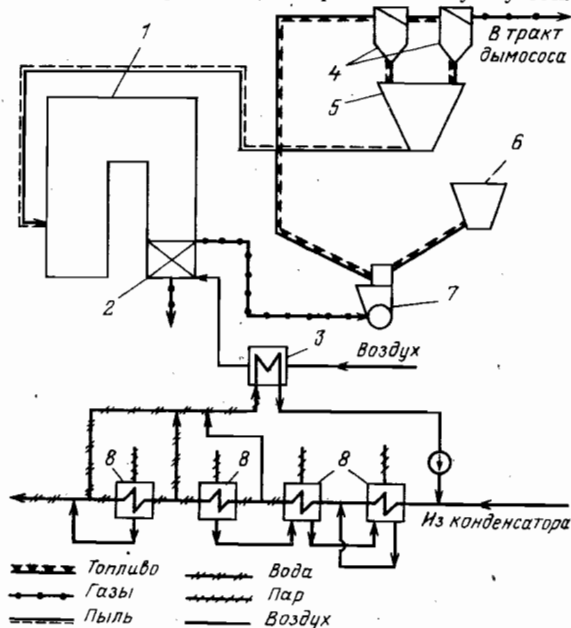


Рис. 3.18. Разомкнутая пылесистема с частичным отбором газов на сушку топлива и регенеративным подогревом воздуха:

1 — парогенератор; 2 — воздухоподогреватель; 3 — калорифер; 4 — система пылеулавливания; 5 — бункер пыли; 6 — бункер сырого угля; 7 — мельница; 8 — ПНД

изводится из конвективной шахты котла до воздухоподогревателя или непосредственно перед ним;

отобранные перед воздухоподогревателем дымовые газы направляются в мельничную систему, где охлаждаются до температуры, соответствующей влажности пыли, отдавая теплоту на испарение влаги топлива;

после очистки в установке пылеулавливания дымовые газы вместе с испаренной влагой сбрасываются в атмосферу непосредственно или через золовые электрофильтры;

предварительный подогрев воздуха осуществляется теплотой пара, отбираемого из промежуточных отсеков турбины.

Эффективность предложенного способа определяется следующими факторами:

отбираемые перед воздухоподогревателем дымовые газы охлаждаются в мельничной системе до более низкой температуры, чем в газоходе воздухоподогревателя;

температура дымовых газов за воздухоподогревателем снижается благодаря уменьшению водяного эквивалента дымовых газов; экономичность турбоустановки повышается путем увеличения выработки на внутреннем тепловом потреблении за счет регенеративного подогрева воздуха;

водяной эквивалент дымовых газов в поверхностях нагрева котла уменьшается за счет сжигания в топке менее забалластированного топлива;

водяной эквивалент воздуха, проходящего через воздухоподогреватель, увеличивается благодаря тому, что присосы воздуха в пылесистеме не попадают в топку котла, а избыток воздуха в топке необходимо поддерживать на оптимальном уровне;

стоимость котла снижается в связи с перемещением конвективных поверхностей нагрева в зону более высоких температур и увеличением пирометрического уровня в топке.

Следует подчеркнуть, что предложенное техническое решение обеспечивает получение качественно нового результата, так как суммарный эффект оказывается существенно больше суммы эффектов от раздельного применения подогрева воздуха и разомкнутой пылесистемы.

Разработанный способ нагрева воздуха исследован в широком диапазоне качественных характеристик топлив, использован в проектных разработках оборудования как новых, так и модернизируемых энергоблоков [60—64].

Эффективность использования схемы подогрева воздуха в сочетании с разомкнутой пылесистемой и частичным отбором газов на сушку топлива зависит от количества испаренной влаги топлива, приходящегося на единицу его тепловыделения. Это соотношение характеризуется приведенной влажностью топлива, т. е. процентом содержания влаги в топливе, приходящейся на $4,19 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$ ($W^{пр}$).

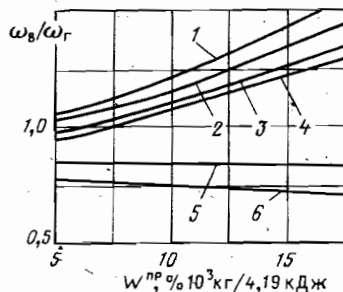


Рис. 3.19. Зависимость соотношения водяных эквивалентов воздуха и газа в воздухоподогревателе от приведенной влажности топлива:

1, 2, 3 и 4 — разомкнутая пылесистема с частичным отбором газов на сушку топлива при $t_{\text{в}}$, соответственно равном 120, 90, 50 и 30° С; 5 — разомкнутая пылесистема без отбора газов перед воздухоподогревателем на сушку топлива (паровая сушка); 6 — замкнутая пылесистема

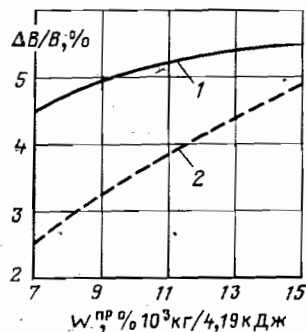


Рис. 3.20. Экономия топлива на блоках с разомкнутыми системами пылеприготовления и ППВ по сравнению с блоками, оборудованными замкнутыми пылесистемами:

1 — разомкнутая пылесистема с частичным отбором газов перед воздухоподогревателем и регенеративным подогревом воздуха; 2 — разомкнутая пылесистема с паровой сушкой топлива

Приведенная влажность определяет долю отбираемых перед воздухоподогревателем газов, которая, в свою очередь, влияет на соотношение водяных эквивалентов в воздухоподогревателе, и, следовательно, на уровень экономически оправданного регенеративного подогрева воздуха, значения температурных напоров, температур уходящих газов и газов на входе в мельничную систему. Температура газов на входе в мельничную систему в свою очередь воздействует на долю отбираемых газов.

На графиках рис. 3.19 иллюстрируется влияние приведенной влажности на соотношение водяных эквивалентов ($\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{г}}$) в разомкнутых схемах с частичным отбором газов на сушку топлива, в замкнутых пылесистемах и в разомкнутых пылесистемах без отбора газов перед воздухоподогревателем. Как следует из графиков в замкнутых пылесистемах, отношение $\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{г}}$ с ростом $W^{\text{пр}}$ уменьшается, в разомкнутых пылесистемах без отбора газов из конвективной шахты практически не меняется, а при наличии отбора газов перед воздухоподогревателем существенно повышается, что и обеспечивает возможность значительного повышения экономичности энергоблока в этом случае за счет увеличения выработки энергии на внутреннем тепловом потреблении путем регенеративного подогрева воздуха, а также увеличения степени утилизации теплоты уходящих газов.

Выполненные расчетные исследования показали, что во всем

диапазоне качественных характеристик топлив Канско-Ачинского бассейна схема (рис. 3.20) обеспечивает получение более высокой тепловой экономичности как по сравнению с замкнутой пылесистемой, так и по сравнению с вариантом разомкнутой пылесистемы с паровой сушкой топлива. Экономия топлива относительно замкнутой пылесистемы достигает 4,5—5,5% для топлив с приведенной влажностью 9—17%. По сравнению с вариантом паровой сушки топлива обеспечивается экономия топлива 2,0—0,7%.

Исследования схемы с частичным отбором газов на сушку топлива и регенеративным подогревом воздуха в диапазоне относительно небольших приведенных влажностей показали, что уменьшение доли отбираемых газов при уменьшении влажности ухудшает условия для реализации регенеративного подогрева воздуха из-за недостаточного изменения соотношения водяных эквивалентов. Например, в условиях приведенной влажности 2—5% отбор газов становится равным всего 4—10%.

Для повышения эффективности энергоустановок в условиях сжигания относительно сухих топлив найдено техническое решение, позволяющее увеличить отбор газов на сушку топлива за счет установки между точкой отбора газов и мельничной системой охла-

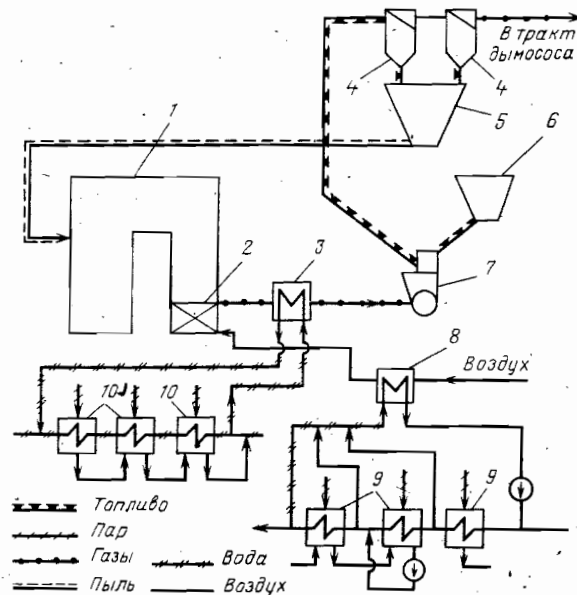


Рис. 3.21. Разомкнутая пылесистема с частичным отбором газов на сушку топлива, экономайзером и регенеративным подогревом воздуха:

1 — парогенератор; 2 — воздухоподогреватель; 3 — экономайзер высокого давления; 4 — система пылеулавливания; 5 — бункер пыли; 6 — бункер сырого угля; 7 — мельница; 8 — калорифер; 9 — ПНД; 10 — ПВД

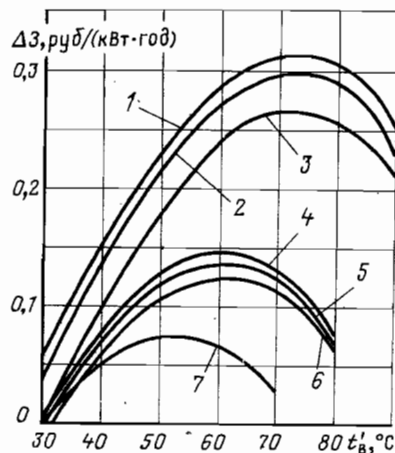


Рис. 3.22. Экономия приведенных затрат в зависимости от температуры регенеративного подогрева воздуха, доли отбора и схемы включения экономайзера (топливо — АШ, $C_f = 22$ руб/т):

1, 4 — варианты с вытеснением ПВД № 1, 2 и 3 при отборе газов соответственно 16,97%; 9,27%; 2, 5 — то же, с вытеснением ПВД № 1 и 2; 3, 6 — то же, с вытеснением ПВД № 1; 7 — вариант с вытеснением ПВД № 3 и отбором 6,4%

дителя газов (экономайзера), включенного по воде в регенеративную схему турбоустановки. Разработанная для этих условий схема представлена на рис. 3.21. Техничко-экономические расчеты позволили выбрать рациональную схему включения экономайзера в тепловую схему турбоустановки, определить влияние доли отбора газов на эффективность энергоустановки и выявить рациональные пределы предварительного подогрева воздуха. Результаты расчетов представлены на рис. 3.22.

Увеличение доли отбора газов на сушку в схеме с экономайзером изменяет соотношение водяных эквивалентов (рис. 3.23), создавая тем самым условия для существенного снижения температуры уходящих газов за воздухоподогревателем и повышения температуры регенеративного подогрева воздуха. Количество теплоты, утилизируемой в системе сушки топлива, при этом также увеличивается. В связи с этим оказывается целесообразным увеличение доли отбираемых газов вплоть до предельно допустимой по условиям вентиляции мельниц. Наивыгоднейшей схемой включения экономайзера оказывается схема с равномерным вытеснением всех подогревателей высокого давления.

На основе модифицированной схемы с экономайзером высокого давления разработан способ унификации котлов по топливу [65, 66]. ЦКТИ, БКЗ и БелКЗ [67] показана возможность сближения качественных характеристик сжигаемого топлива путем его подсушки в разомкнутой системе пылеприготовления и создания на этой

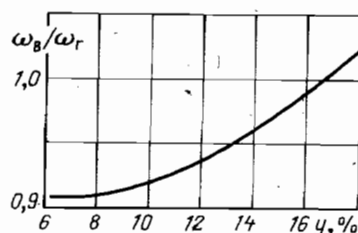


Рис. 3.23. Зависимость соотношения водяных эквивалентов в воздухоподогревателе котла от изменения отбора газов на сушку топлива в варианте системы пылеприготовления с экономайзером (топливо — АШ)

основе серий унифицированных котлов. Однако при этом для топлив с различной приведенной влажностью возникали трудности с унификацией низкотемпературных поверхностей нагрева из-за различного количества теплоты, необходимой для сушки топлива. Предложенный способ решает вопросы унификации не только топочного устройства, но и конвективных поверхностей нагрева.

Котел (топочное устройство и конвективные поверхности нагрева) проектируются из условия сжигания сусушки при влажности исходного (сырого) топлива, равной приблизительно среднему значению диапазона влажностей группы топлив, на которые предполагается унифицировать котел. Для этого же топлива выбирается величина отбора газов на сушку топлива при нулевом тепловосприятии экономайзера.

При поставке на электростанцию, использующую топливо меньшей приведенной влажности, чем расчетное, котел снабжается дополнительным экономайзером, тепловосприятие которого выбирается из условия сохранения расхода газов на сушку на уровне расчетного.

При поставке котла на электростанцию, использующую топливо большей приведенной влажности, чем расчетное, дополнительный экономайзер не устанавливается. Отбор газов не изменяется. Недостающее количество теплоты для сушки топлива получается за счет добавления к сушильному агенту необходимого количества уходящих газов после воздухоподогревателя котла.

Следует отметить, что важную роль при унификации играет система регенеративного подогрева воздуха, с помощью которой можно влиять не только на температуру стенки воздухоподогревателя, но и на степень подогрева горячего воздуха.

Описанные выше принципы унификации на примере котла 420 т/ч БКЗ проверены для бурых углей в диапазоне влажностей 4—18% и показали хорошие результаты [65].

3.5. СХЕМЫ С ИЗБЫТОЧНЫМ ВОЗДУХОМ

Одним из возможных способов повышения эффективности энергетических блоков является использование схем с избыточным воздухом. В этих схемах изменение водяных эквивалентов в воздухоподогревателях котлов с целью создания условий для снижения температуры уходящих газов и экономически оправданного регенеративного подогрева воздуха осуществляют путем подачи в воздухоподогреватель котла избыточного (относительно необходимого для обеспечения горения) количества воздуха. Нагретый в воздухоподогревателе избыточный воздух не направляется в топку, а отводится из воздуховода горячего воздуха, его теплота используется на электростанции или отпускается потребителям. Впервые такая схема предложена ЗиО, НПО ЦКТИ и БКЗ [12].

НПО ЦКТИ совместно с ЗиО выполнен комплекс работ по исследованию схем с избыточным воздухом.

На рис. 3.24 представлены возможные схемы подачи дополнительного воздуха в воздухоподогреватель котельного агрегата. В установках согласно рис. 3.24, а-г, подогрев избыточного воздуха осуществляется в основном воздухоподогревателе, а в установках согласно рис. 3.24, д-з — в дополнительном воздухоподогревателе. Установка дополнительного воздухоподогревателя, в частности трубчатого, может понадобиться для предупреждения озоления ИВ в схемах с РВП. В установках рис. 3.24, а-г, д, избыточный воздух после охлаждения сбрасывается в атмосферу, в остальных случаях возвращается в воздухоподогреватель до или после калориферов. Подача воздуха может осуществляться либо основным вентилятором, либо вентилятором избыточного воздуха. Калориферы могут не устанавливаться; при этом предварительный подогрев воздуха обеспечивается путем подмешивания избыточного воздуха (например, схема з). Замкнутые схемы избыточного воздуха могут сооружаться со сбросом воздуха на всас основных вентиляторов без установки вентиляторов избыточного воздуха.

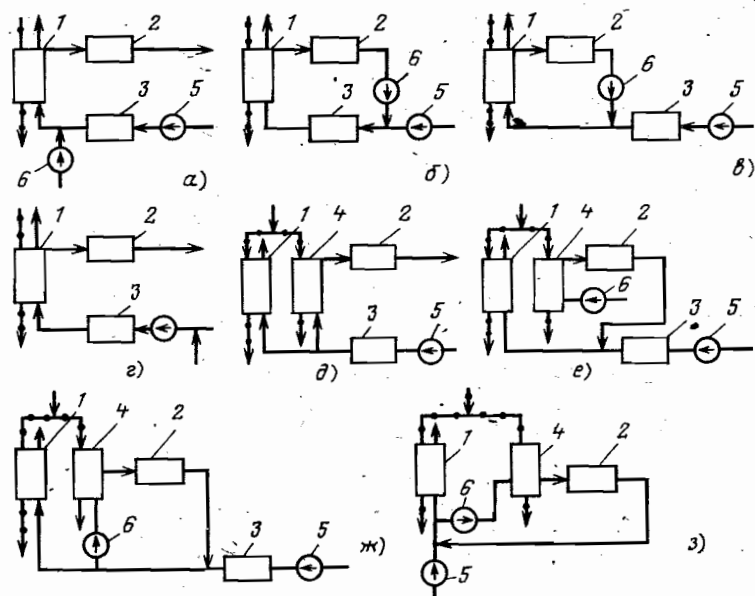


Рис. 3.24. Схемы установок с подачей избыточного воздуха в воздухоподогреватель:

1 — воздухоподогреватель; 2 — теплообменник; 3 — калорифер; 4 — дополнительный трубчатый воздухоподогреватель; 5 — основной вентилятор; 6 — вентилятор избыточного воздуха.

Кроме снижения температуры θ_{yx} при помощи схем с избыточным воздухом может быть достигнуто: снижение температуры подогрева горячего воздуха из-за увеличения расхода воздуха через воздухоподогреватель при неизменной его поверхности; повышение температуры воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе за счет изменения соотношения водяных эквивалентов газов и воздуха при некотором увеличении поверхности нагрева или повышения температуры газов перед воздухоподогревателем; уменьшение поверхности нагрева воздухоподогревателя при сохранении уровня температуры θ_{yx} за счет улучшения соотношения водяных эквивалентов и увеличения коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха; уменьшение поверхностей нагрева котла, работающих под давлением (экономайзер, промежуточный пароперегреватель и др.), за счет увеличения тепловосприятости воздухоподогревателя и повышения температуры газов перед ним; поддержание неизменной температуры горячего воздуха на сниженных нагрузках путем уменьшения относительного расхода избыточного воздуха и др.

Эффективность применения схем с избыточным воздухом в основном зависит от степени и методов использования содержащейся в нем теплоты. Теплота избыточного воздуха может быть использована для подогрева питательной воды в схеме турбоустановки, сушки твердого топлива, подогрева жидкого и газообразного топлива, отопления здания электростанции, подогрева сетевой воды в системах теплофикации с возможностью повышения потенциала отпускаемой теплоты, подготовки дистиллята для возмещения потерь питательной воды, размораживания топлива, удовлетворения технологических нужд близлежащих предприятий, опреснения воды и других целей.

Наиболее стабильное потребление теплоты избыточного воздуха на КЭС может быть обеспечено при подогреве питательной воды. В этом случае воздушно-водяной теплообменник (ВВТ) включается в тепловую схему турбоустановки параллельно одному или нескольким подогревателям низкого давления. Несмотря на некоторое вытеснение регенерации в турбоустановке, этот способ использования теплоты обеспечивает обычно экономию топлива в целом по энергоблоку благодаря повышению КПД котельного агрегата. Вместе с тем имеет место дополнительный эффект, связанный с возможностью повышения мощности энергоблока без увеличения расхода свежего пара. Дополнительная мощность получается за счет работы пара от вытесняемого отбора до конденсатора. Ограничением может быть пропускная способность последних ступеней ЦНД. Однако в реальных условиях таких ограничений в большинстве случаев нет, так как из-за дополнительных отборов пара из турбины последние ступени ЦНД оказываются разгруженными.

Значительный эффект от применения схем с избыточным воздухом на КЭС и ТЭЦ может быть получен также при исполь-

зовании теплоты для покрытия тепловых нагрузок, особенно при замещении отопительных котельных.

Если рассматривать схему с избыточным воздухом не только как средство снижения температуры уходящих газов, но и как источник теплоты для покрытия тепловых нагрузок, то следует учитывать различные специфические требования, предъявляемые тепловыми потребителями. С этой точки зрения рассмотренные выше схемы имеют ряд недостатков.

При наличии крупного потребителя теплоты, который требует определенного уровня температуры, расход избыточного воздуха увеличивается и, следовательно, возрастают в замкнутых схемах температуры смеси на входе в воздухоподогреватель, уменьшается температурный напор на его холодном конце, что может привести к увеличению температуры уходящих газов и снижению КПД котла.

При наличии только высокотемпературного потребителя теплоты температура воздуха на выходе из воздушно-водяного теплообменника повышается, что приводит при заданной температуре стенки на входе в воздухоподогреватель к невозможности существенно увеличить расход избыточного воздуха и этим улучшить соотношение водяных эквивалентов в воздухоподогревателе для понижения температуры уходящих газов. Кроме того, рассматриваемые ранее схемы не позволяют обеспечить любое заданное соотношение отпуска теплоты высокотемпературному и низкотемпературному потребителям.

С учетом недостатков предложенных ранее схем разработаны [68] модификации схемы, позволяющие в большей степени удовлетворить требованиям потребителей теплоты.

На рис. 3.25 изображена схема установки с избыточным воздухом, в которой воздухоподогреватель состоит из горячей и холодной частей. Перепускной воздухопровод между горячей и холодной частями соединен с выходной частью теплообменника. Избыточный воздух после теплообменника разделяется на два потока. Один поток смешивается с холодным воздухом, обеспечивая его нагрев до необходимой температуры по условиям надежной работы воздухоподогревателя. Второй поток смешивается с воздухом, прошедшим холодную часть воздухоподогревателя. Такая схема обеспечивает увеличение количества и повышение температурного уровня отпускаемой теплоты без увеличения температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель.

На рис. 3.26 изображена схема установки, в которой теплообменник разделен на две ступени, а промежуточная точка воздухоподогревателя соединена с воздухопроводом между ступенями. Такая схема обеспечивает любое соотношение при использовании высокотемпературной и низкотемпературной теплоты.

Описанные модификации позволяют расширить диапазон применения схем с избыточным воздухом на электростанциях.

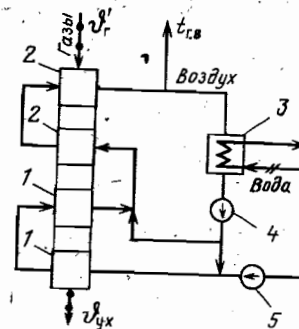


Рис. 3.25. Схема со сбросом избыточного воздуха в промежуточный воздухопровод воздухоподогревателя: 1 — холодная часть воздухоподогревателя; 2 — горячая часть воздухоподогревателя; 3 — воздухо-водяной теплообменник; 4 — вентилятор рециркуляции избыточного воздуха; 5 — основной вентилятор

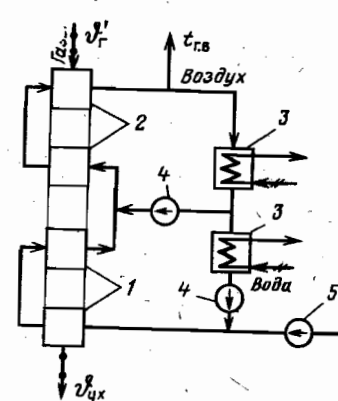


Рис. 3.26. Схема со сбросом избыточного воздуха в промежуточный воздухопровод воздухоподогревателя с двухступенчатым ВВТ: 1 — холодная часть воздухоподогревателя; 2 — горячая часть воздухоподогревателя; 3 — воздухо-водяной теплообменник (ВВТ); 4 — вентилятор рециркуляции избыточного воздуха; 5 — основной вентилятор

Расчеты установки с избыточным воздухом выполнены по схеме, изображенной на рис. 3.25, применительно к котлу П-67 блока мощностью 800 МВт. Расчеты показали, что даже при повышении температурного уровня отпускаемой теплоты до 200—280°С может быть достигнуто снижение температуры уходящих газов от 160 до 147°С при относительной доле избыточного воздуха (по отношению к теоретически необходимому) 0,65.

Использование теплоты избыточного воздуха на ТЭЦ существенно зависит от конкретных условий развития энергетических систем и требует обширных технико-экономических исследований.

Ниже рассматривается ряд возможностей использования теплоты избыточного воздуха в условиях ТЭЦ и производится оценка тепловой нагрузки, которая может быть получена от котлов, сжигающих твердое топливо.

Теплота избыточного воздуха на ТЭЦ может быть использована следующим образом:

во-первых, для увеличения отпуска теплоты на базисном режиме за счет подогрева сетевой воды в диапазоне температур 70—120°С путем включения воздухо-водяных теплообменников параллельно бойлерам;

во-вторых, для отпуска теплоты на пиковом режиме с замещением пиковых водогрейных котлов при подогреве сетевой воды от 120 до 150°С;

Поставленная проблема может рассматриваться как часть более сложного вопроса комплексной оптимизации параметров и характеристик паротурбинного энергоблока. Анализ взаимосвязей и взаимного влияния факторов показал, что оптимизация $t_{п.в}$, ϑ_{yx} и $t'_в$ может быть выделена в отдельную проблему.

При определении оптимальных $t_{п.в}$, ϑ_{yx} и $t'_в$ практически допустимо считать начальные параметры заданными.

Поскольку вакуум в конденсаторе (в практическом диапазоне его колебания) слабо сказывается на эффективности регенерации, то оптимальные $t_{п.в}$ и $t'_в$ с достаточной точностью можно определять при постоянном противодавлении турбины.

Изменение температуры питательной воды влечет за собой изменение оптимального давления промперегрева. Однако изменения затрат в зависимости от давления промперегрева по сравнению с таковыми при изменении $t_{п.в}$ и $t'_в$ незначительны, что позволяет определять оптимальную температуру питательной воды и подогрева воздуха при постоянном давлении начала промперегрева.

Поскольку изменение температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, с одной стороны, влияет на экономичность энергоблока, т. е. на расход топлива, с другой стороны, предопределяет затраты металла и трудовые ресурсы на изготовление оборудования, появляется необходимость соизмерения разнородных и разновременных затрат. Поэтому в качестве целевой функции при оптимизации могут быть использованы приведенные затраты или изменение приведенных затрат.

В каждом конкретном случае необходимо выполнять анализ взаимосвязей и определять составляющие приведенных затрат, которые следует учитывать при оптимизации.

В общем случае $t_{п.в}$, ϑ_{yx} и $t'_в$ могут оказывать влияние: на тепловую экономичность котельной установки, турбоустановки и энергоблока в целом; на капитальные вложения в оборудование; на затраты энергии для собственных нужд; на затраты в энергосистеме, связанные с приведением вариантов к одинаковому энергетическому эффекту и обеспечением равной надежности и маневренности; на эксплуатационные затраты (ремонт, обеспечение водно-химического режима, зарплата и т. п.); на затраты, связанные с защитой окружающей среды (дымовые трубы, установки пылезолоулавливания и др.).

Температура уходящих из котла газов, температура питательной воды и температура воздуха на входе в котел может быть связана уравнением, вытекающим из теплового баланса. Решая совместно уравнения:

$$\vartheta_r = \vartheta_{yx} + \frac{c_v V_v (t_{г.в} - t'_в)}{c_r V_r};$$

$$t_{п.в} = \vartheta_r - \Delta t_2;$$

$$t_{г.в} = \vartheta_r - \Delta t_1,$$

после преобразований получим

$$\vartheta_{yx} = \frac{k-1}{k} t_{п.в} + \frac{k-1}{k} \Delta t_2 + \frac{t'_в}{k} + \frac{\Delta t_1}{k} \quad (4.1)$$

где $k = c_r V_r / c_v V_v$ — отношение водяных эквивалентов газов и воздуха в I ступени воздухоподогревателя; ϑ_r — температура газов на входе в I ступень воздухоподогревателя; Δt_1 — разность температур на горячем конце воздухоподогревателя; Δt_2 — минимальный температурный напор в I ступени экономайзера; $t'_в$ — температура воздуха на входе в I ступень воздухоподогревателя.

Температурные напоры Δt_1 и Δt_2 и их соотношение в значительной степени определяют поверхность нагрева воздухоподогревателя и экономайзера, а следовательно, и стоимость низкотемпературной части котла. Кроме того, как видно из уравнения (4.1), разности температур Δt_1 и Δt_2 при заданных $t_{п.в}$ и $t'_в$ определяют температуру уходящих газов.

Таким образом, с одной стороны, Δt_1 и Δt_2 оказывают влияние на капитальные вложения в котел, с другой — изменяют его экономичность. Следовательно, должны существовать оптимальные значения температурных напоров, обеспечивающие минимум приведенных затрат. Оптимальным значениям минимальных температурных напоров соответствует определенная оптимальная температура уходящих газов.

Изменение температур питательной воды и предварительного подогрева воздуха существенно влияет на Δt_2 и Δt_1 и тем самым нарушает оптимальное соотношение между ними. В этих условиях приходится находить новые оптимальные значения Δt_1 и Δt_2 , которым соответствует, в свою очередь, новая оптимальная температура уходящих газов.

Таким образом, оптимальное значение ϑ_{yx} должно зависеть как от $t_{п.в}$, так и от $t'_в$. Эта зависимость в общем случае имеет большое значение для определения совместного оптимума $t_{п.в}$, $t'_в$ и ϑ_{yx} .

Схема низкотемпературной части котла, наличие отборов газа перед воздухоподогревателем, характер потребителей, использующих теплоту байпасируемых газов, оказывают существенное влияние на методику определения оптимальных Δt_1 и Δt_2 и на их значения.

В [69] выведены аналитические зависимости для определения оптимальных температурных напоров применительно к традиционным компоновкам низкотемпературной части котельных агрегатов.

Там же приведено уравнение для вычисления оптимальной температуры уходящих газов в зависимости от температур питательной воды и температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель.

В [70] получены формулы для вычисления оптимальных Δt_1 , Δt_2 и ϑ_{yx} для установок, оборудованных разомкнутой системой пылеприготовления с отбором газов перед воздухоподогревателем на сушку топлива. Полученные для этого случая зависимости весьма сложны. Например, уравнение для вычисления ϑ_{yx}^{opt} представляет собой полином 14-й степени относительно температуры уходящих газов. Это показывает, что аналитическое исследование зависимости $\vartheta_{yx}^{opt} = f(t'_b, t_{п.в})$ в условиях наличия отбора газов перед воздухоподогревателем и тем более получение уравнений для комплексной оптимизации температур питательной воды, предварительного подогрева воздуха и уходящих газов практически нереально. Поэтому в дальнейшем использован метод математического моделирования.

4.2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СХЕМ ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА И УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ

В связи с тем что задача комплексной оптимизации является многофакторной и требует большого объема расчетов, ее решение практически невозможно без привлечения электронно-вычислительной техники.

При определении оптимального сочетания температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха необходимо учитывать:

изменение тепловой экономичности турбоустановки при повышении температуры питательной воды и изменении температуры предварительного подогрева воздуха;

изменение КПД котла из-за изменения температуры уходящих газов из котла;

изменение капитальных вложений в котел, связанное с изменением температур и расходов газов, воды и воздуха;

изменение оптимальной температуры подогрева воздуха в воздухоподогревателе;

увеличение удельного расхода острого пара при повышении температуры питательной воды и предварительного подогрева воздуха и его влияние на стоимость котла и др.

Ниже приводится описание основных частей алгоритма решения задачи.

а) Определение увеличения тепловой экономичности турбоустановки при повышении температуры питательной воды. Определение изменения расходов пара

Метод многовариантных расчетов тепловых схем путем составления полных тепловых и материальных балансов из-за его громоздкости не мог быть использован. Для сокращения объема расчетов применена методика, разработанная в [69] и использованы при этом следующие основные положения:

1) принимается исходная тепловая схема турбоустановки заданной мощности с известным удельным расходом теплоты, расходом острого пара, расходом пара в конденсатор, величиной выходных потерь в последней ступени турбины;

2) определяется на первом этапе при сохранении постоянного расхода пара в конденсатор увеличение мощности установки при повышении температуры питательной воды;

3) поскольку получаемая при этих условиях дополнительная энергия вырабатывается на внутреннем тепловом потреблении и увеличения потерь теплоты в холодный источник не происходит, удельный расход теплоты по турбоустановке может быть определен по формуле

$$q = \frac{Q_0 + 3600 \Delta N}{N_0 + \Delta N}$$

или с учетом изменения мощности питательного насоса, которая практически полностью в виде теплоты передается питательной воде:

$$q_n = \frac{Q_0 + 3600 (\Delta N - \Delta N_n)}{N_0 + \Delta N - \Delta N_n}$$

где Q_0 — расход теплоты на турбоустановку в исходном случае; N_0 — мощность на зажимах генератора в исходном случае; ΔN — дополнительная мощность, получаемая за счет пара, идущего на подогрев питательной воды при неизменном расходе пара в конденсатор; ΔN_n — дополнительная мощность питательного насоса при тех же условиях;

4) для приведения мощности турбоустановки к заданной все потоки пара и воды изменяются пропорционально отношению

$$N_0 / (N_0 + \Delta N);$$

5) поскольку приведение к заданной мощности меняет условия работы последней ступени турбины, вносится поправка к удельному расходу теплоты на выходные потери по формуле

$$\Delta q = q_0 \frac{h_{вых}^0}{h_n^0} \frac{G_{к0}^2 - G_{к}^2}{G_{к0}^2} \eta_{ст}$$

где q_0 — удельный расход теплоты на турбоустановку в исходном варианте, кДж/(кВт·ч); $h_{вых}^0$ — выходные потери в последней ступени в

исходном случае, кДж/кг; $h_{и}^0$ — использованный перепад в исходном случае, кДж/кг; $G_{к0}$ — расход пара в конденсатор в исходном случае, кг/ч; G_k — расход пара в конденсатор; $\eta_{ст}$ — КПД последней ступени; a — коэффициент, учитывающий долю мощности, вырабатываемой на конденсационном режиме в исходном случае.

В качестве исходного варианта для расчета изменения тепловой экономичности принята схема без подогревателей высокого давления, т. е. с температурой питательной воды, равной температуре за питательным насосом.

Для учета влияния схемы включения охладителей пара на оптимальную температуру питательной воды рассмотрены три варианта обобщенной системы регенерации высокого давления.

С целью определения дополнительной выработки электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении и изменения расходов пара для этих вариантов составлены уравнения тепловых балансов элементов схемы.

Для решения уравнений использована стандартная программа решения системы линейных уравнений, входящая в состав транслятора ТА-1М ЭВМ M220.

С целью подготовки для решения на ЭВМ системы уравнений представлены в виде матрицы коэффициентов при неизвестных. В качестве неизвестных приняты изменения расхода пара на деаэрактор, расходы пара на ПВД и расходы воды на охладители пара.

Значения энтальпии пара и воды, необходимые для вычисления коэффициентов, определяются по уравнениям состояния пара и воды. Энтальпия отборного пара определяется построением процесса расширения пара в ЧВД и ЧСД, выполняемого ЭВМ.

Используя результаты решения системы линейных уравнений, производится вычисление дополнительной выработки электроэнергии; изменения затрат энергии на привод питательного насоса; расхода острого пара, приведенного к заданной мощности; расходов пара в конденсатор, через промпрегреватель и на регенеративные подогреватели, приведенных к заданной мощности; удельных расходов теплоты на турбоустановку с поправкой на изменение потерь с выходной скоростью.

б) Определение увеличения тепловой экономичности турбоустановки при повышении температуры предварительного подогрева воздуха.

Для определения изменения тепловой экономичности и расходов пара в случае изменения степени регенерации за счет предварительного подогрева воздуха в калорифере применена аналогичная методика.

Обеспечивается расчет при подогреве воздуха конденсатом, паром в одноступенчатом и двухступенчатом калорифере и комбинированном подогреве воздуха паром и водой. В случае подогрева воздуха водой в зависимости от температуры предварительного

подогрева воздуха выбирается число используемых подогревателей низкого давления.

в) Определение приведенных затрат на котел и дополнительный экономайзер высокого давления

Для определения приведенных затрат на котел и экономайзер высокого давления проводится тепловой расчет конвективной части котла в следующей последовательности.

Для заданных температур уходящих газов, питательной воды, предварительного подогрева воздуха и доли газов, отбираемых перед воздухоподогревателем на экономайзер высокого давления, определяется расход топлива на котел с учетом потерь теплоты с уходящими газами за воздухоподогревателем и в байпасном газоходу по формуле

$$B = \frac{G_0(i_0 - i_{п.в}) + G_{пп}(i''_{пп} - i'_{пп}) + Q_{эк}^{доп} - Q_{кал}}{Q_H^p \left\{ 1 - \frac{Q_{3-6}}{Q_H^p} \frac{I_{yx}(1-y) + yI_{yx}^{эк} - \beta_{вх}I_{х.в1} - \Sigma \Delta a I_{х.в2}}{Q_H^p} \right\} \eta_{т.п}}$$

где G_0 — расход свежего пара, кг/ч; i_0 — начальная энтальпия острого пара, кДж/кг; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг; $G_{пп}$ — расход пара на промпрегрев, кг/ч; $i''_{пп}$ — энтальпия пара на выходе из промпрегревателя, кДж/кг; $i'_{пп}$ — энтальпия пара на входе в промпрегреватель, кДж/кг; $Q_{эк}^{доп}$ — тепловосприятие дополнительного экономайзера, кДж/ч; $Q_{кал}$ — тепловосприятие калорифера, кДж/ч; Q_H^p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; Q_{3-6} — сумма потерь q_3, q_4, q_5, q_6 , кДж/кг; I_{yx} — энтальпия уходящих газов за воздухоподогревателем, кДж/кг; $I_{yx}^{эк}$ — энтальпия уходящих газов в байпасном газоходу за экономайзером, кДж/кг; y — доля отбора газов на дополнительный экономайзер или на сушку топлива; $\beta_{вх}$ — отношение расхода воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому; $I_{х.в1}$ — энтальпия холодного воздуха на входе в калориферы, кДж/кг; $I_{х.в2}$ — энтальпия воздуха, поступающего в котлоагрегат с присосами, кДж/кг; $\Sigma \Delta a$ — присосы воздуха; $\eta_{т.п}$ — КПД теплового потока;

осуществляется тепловой расчет воздухоподогревателя, основного и дополнительного экономайзеров;

вычисляется изменение экономичности турбоустановки и изменение приведенных затрат на подогреватели высокого давления при включении дополнительного экономайзера в тепловую схему блока;

определяется оптимальная температура подогрева воздуха в воздухоподогревателе котла по минимуму приведенных затрат; вычисляются остальные поверхности нагрева котла; определяются приведенные затраты на котел.

При расчете котла температуры газов на входе в конвективную часть котла и на выходе из топки поддерживаются неизменными. При изменении температуры подогрева воздуха в воздухоподогревателе тепловосприятие основного экономайзера изменяется таким образом, чтобы изменение количества теплоты, сбрасываемой в топку горячим воздухом, воспринималось водой, выходящей из основного экономайзера. Стоимость радиационной части котла принимается пропорциональной количеству передаваемой теплоты.

г) Определение затрат на подогреватели высокого давления

На основе определения температур пара при заданных температурных напорах и коэффициентах теплопередачи вычисляются поверхности нагрева паропрохладителей, охладителей дренажа и зон конденсации подогревателей высокого давления. В зависимости от суммарной поверхности нагрева элементов данного подогревателя и давления пара в нем вычисляются капитальные вложения по формуле

$$K_{\text{ПВД}} = 41,8H_{\text{ПВД}} + 0,00252 [6000 + 61(p - 17)] H_{\text{ПВД}},$$

где $H_{\text{ПВД}}$ — суммарная поверхность нагрева ПВД; p — давление в корпусе ПВД.

Приведенная формула выведена на основе калькуляции производства ПВД для блоков 500 и 800 МВт ТКЗ.

Алгоритм реализует следующую последовательность расчета.

Для заданной температуры питательной воды и количества ПВД:

выбираются давления пара в отборах и осуществляется построение процесса расширения пара в части высокого и среднего давления турбины;

вычисляются коэффициенты при неизвестных в системе линейных уравнений, описывающей тепловые и материальные балансы подогревателей;

производится решение указанной системы линейных уравнений;

определяются удельные расходы теплоты и расходы пара (острого, промперегрева и в конденсатор);

вычисляются температурные напоры и поверхности нагрева паропрохладителей, охладителей конденсата и зоны конденсации подогревателей высокого давления;

рассчитываются приведенные затраты на подогреватели высокого давления.

Для заданных температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха:

определяется число подогревателей низкого давления, используемых для предварительного подогрева воздуха в калорифере (для схемы подогрева основным конденсатом);

рассчитываются коэффициенты при неизвестных в системе линейных уравнений, описывающей тепловые балансы подогревателей низкого давления;

производится решение указанной системы линейных уравнений;

определяются удельные расходы теплоты и расходы острого пара, пара через промперегреватель и в конденсатор;

вычисляются поверхности нагрева и приведенные затраты на калорифер;

рассчитывается изменение приведенных затрат на подогреватели низкого давления, используемые для подогрева воздуха;

определяется расход топлива на котел с учетом потерь теплоты с уходящими газами за воздухоподогревателем и за дополнительным экономайзером;

рассчитываются поверхности нагрева и приведенные затраты на воздухоподогреватель, на основной и дополнительный экономайзеры при оптимальных значениях температурных напоров на горячем конце воздухоподогревателя и холодном конце экономайзера высокого давления с учетом вытеснения регенерации дополнительным экономайзером;

определяются поверхности нагрева промперегревателя и конвективного пароперегревателя;

вычисляются приведенные затраты на котел; рассчитываются приведенные затраты в целом на энергоблок.

Изменяются исходные значения температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, при которых повторяется указанная последовательность расчета. В случае необходимости результаты расчетов могут быть оформлены в виде графиков.

В состав приведенных затрат включены только те составляющие, которые изменяются при изменении $t_{\text{п.в.}}$, $t_{\text{в.}}^k$ и $\theta_{\text{ух.}}$.

Описанная модель позволяет проводить оптимизацию температур питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха в условиях обычной компоновки хвостовой части котла, наличия байпасного экономайзера высокого давления, наличия отбора газов на сушку топлива, отсутствия воздухоподогревателя котла, наличия рециркуляции дымовых газов, различных схем включения охладителей пара в ПВД и др.

Выбор модели расчетного типа позволяет проводить анализ изменения составляющих затрат и принимать решения с учетом возникающих ограничений, обеспечивая при этом минимальный экономический ущерб. Кроме того, может быть легко введен учет дополнительных факторов.

Разработанная модель использована для оптимизации параметров маневренного энергоблока мощностью 500 МВт, блоков мощностью 800 МВт и при разработке характеристик перспективных блоков мощностью 1600—2000 МВт, предназначенных для работы на сибирских бурых углях [71].

4.3. МЕТОДИКА УЧЕТА КОРРОЗИИ В ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ ПРИ ВЫБОРЕ ТЕМПЕРАТУР УХОДЯЩИХ ГАЗОВ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА

При сжигании сернистых топлив в котлах низкотемпературные поверхности нагрева, в частности воздухоподогреватели, попадают в зону температур стенки ниже точки росы дымовых газов. Чтобы избежать коррозии, необходимо существенно поднять температуры уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, что практически считается неоправданным. Вместе с тем, до настоящего времени в технико-экономических расчетах влияние коррозии учитывалось недостаточно.

Ниже приводится методика учета фактора коррозии в составе приведенных затрат при выборе рациональных температур уходящих газов и предварительного подогрева воздуха. При этом принимают следующее:

воздухоподогреватель котла разделен на горячую и холодную части. Последняя расположена в зоне коррозии и при определенном уровне коррозионных разрушений подлежит периодической замене;

в начальный период эксплуатации потери с уходящими газами q_2 не увеличиваются. Затем, когда начинается разрушение поверхности нагрева, эти потери возрастают;

по истечении некоторого времени работы котла с повышенной величиной q_2 производят замену холодной части воздухоподогревателя.

Задача состоит в том, чтобы определить экономически обоснованное время работы холодной части воздухоподогревателя и получить выражение для учета ежегодных и единовременных затрат, зависящих от протекания процессов коррозии воздухоподогревателя.

Пусть A — начальный период времени, в течение которого не происходит уменьшения поверхности нагрева воздухоподогревателя, а t — отрезок времени работы котла с повышенными потерями теплоты с уходящими газами. Тогда замена холодной части воздухоподогревателя первый раз будет производиться через $A+t$ лет работы, второй раз — через $2(A+t)$ лет и т. д. В этих условиях при определении капитальных и ежегодных затрат необходимо учитывать фактор времени. Если принять, что изменения ежегодных затрат $\Delta C_{пр}$ за каждый период $A+t$ приведены к моменту замены холодной части воздухоподогревателя, т. е. к концу каждого периода $(A+t)$, $2(A+t)$, $3(A+t)$ и т. д., то приведенные к

первому году суммарные затраты, учитывающие вложения ΔK_3 , связанные с периодической заменой холодной части воздухоподогревателя и перерасходом эксплуатационных затрат, определяемым ухудшением экономичности котла, рассчитываются по формуле

$$Z_3 = \frac{\Delta K_3 + \Delta C_{пр}}{(1 + p_n)^{A+t} - 1} + \frac{\Delta K_3 + \Delta C_{пр}}{(1 + p_n)^{2(A+t)} - 1} + \dots + \frac{\Delta K_3 + \Delta C_{пр}}{(1 + p_n)^n (A+t) - 1},$$

где p_n — нормативный коэффициент приведения; n — число замен холодной части воздухоподогревателя за рассматриваемый период.

Записанное выше выражение представляет собой убывающую геометрическую прогрессию со знаменателем $q = 1/(1 + p_n)^{A+t}$. Сумма членов этой прогрессии может быть выражена формулой

$$S = \frac{a_1 (1 - q^n)}{1 - q},$$

где a_1 — первый член прогрессии. В соответствии с этим можно записать

$$\begin{aligned} Z_3 &= \frac{(\Delta K_3 + \Delta C_{пр}) \left[1 - \frac{1}{(1 + p_n)^{(A+t)n}} \right]}{(1 + p_n)^{A+t} - 1 \left[1 - \frac{1}{(1 + p_n)^{A+t}} \right]} = \\ &= \frac{(\Delta K_3 + \Delta C_{пр}) [(1 + p_n)^{(A+t)n} - 1]}{(1 + p_n)^{(A+t)n + A+t - 1 - A-t} [(1 + p_n)^{A+t} - 1]} = \\ &= \frac{(\Delta K_3 + \Delta C_{пр}) [(1 + p_n)^{(A+t)n} - 1]}{(1 + p_n)^{(A+t)n - 1} [(1 + p_n)^{A+t} - 1]}. \end{aligned}$$

Число замен холодной части воздухоподогревателя за рассматриваемый период в N лет $n = N/(A+t)$. Учтя это, получим

$$Z_3 = \frac{(\Delta K_3 + \Delta C_{пр}) [(1 + p_n)^N - 1]}{(1 + p_n)^{N-1} [(1 + p_n)^{A+t} - 1]}.$$

Величину $\Delta C_{пр}$ для случая линейного изменения ежегодных затрат можно выразить исходя из следующих представлений.

Если в первый год после периода A произошло увеличение затрат на топливо из-за уменьшения КПД котла на ΔZ_1 , во второй год — на

ΔZ_{τ} и т. д., то приведенные к $A + \tau$ году затраты можно записать:

$$\Delta C_{\text{пр}} = \Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-1} + 2\Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-2} + \dots + \tau \Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-n}.$$

Правую часть уравнения можно представить в виде конечного числового ряда, умноженного на $\Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-1}$, $\Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-1} [1 + 2(1 + p_n)^{-1} + 3(1 + p_n)^{-2} + \dots + \tau(1 + p_n)^{\tau-n-1}]$.

Сумма членов такого ряда

$$1 + 2q + 3q^2 + \dots + nq^{n-1} = \frac{1 - (n+1)q^n + nq^{n+1}}{(1-q)^2}.$$

Если $q = (1 + p_n)^{-1}$, то имеем

$$\begin{aligned} \Delta C_{\text{пр}} &= \Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-1} \left[\frac{1 - (\tau+1)(1 + p_n)^{-\tau} + \tau(1 + p_n)^{-1-\tau}}{[1 - (1 + p_n)^{-1}]^2} \right] = \\ &= \Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau-1} \left[\frac{1 - (\tau+1)(1 + p_n)^{-\tau} + \tau(1 + p_n)^{-1-\tau}}{\left(\frac{p_n}{1 + p_n}\right)^2} \right] = \\ &= \Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau+1} \left[\frac{1 - (\tau+1)(1 + p_n)^{-\tau} + \tau(1 + p_n)^{-1-\tau}}{p_n^2} \right] = \\ &= \frac{\Delta Z_{\tau} (1 + p_n)^{\tau+1} - (\tau+1) \Delta Z_{\tau} (1 + p_n) + \tau \Delta Z_{\tau}}{p_n^2} = \\ &= \frac{\Delta Z_{\tau}}{p_n^2} [(1 + p_n)^{\tau+1} - (\tau+1)(1 + p_n) + \tau]. \end{aligned}$$

Подставив значение $\Delta C_{\text{пр}}$ в формулу для Z_3 , получим

$$Z_3 = \frac{\{\Delta K_3 p_n^2 + \Delta Z_{\tau} [(1 + p_n)^{\tau+1} - (\tau+1)(1 + p_n) + \tau]\} [1 - (1 + p_n)^{-N}]}{p_n^2 (1 + p_n)^{N-1} [1 - (1 + p_n)^{-A+\tau}]}$$

Если известна скорость коррозии при данной температуре стенки, а также зависимость ΔZ_{τ} от скорости коррозии, то, исследуя функцию $Z_3 = f(\tau)$, можно определить оптимальную величину $\tau_{\text{опт}}$ и соответствующие ей затраты $Z_3(\tau_{\text{опт}})$. Величина A вычисляется по формуле $A = \delta / \phi_{\text{кор}}$, где δ — толщина листа набивки холодной части регенеративного воздухоподогревателя, мм, а $\phi_{\text{кор}}$ — скорость коррозии, мм/год.

Для учета фактора коррозии воздухоподогревателя при выборе оптимальных значений температур уходящих газов и предварительного подогрева воздуха необходимо к приведенным затратам, характеризующим данный вариант, добавлять величину $Z_3(\tau_{\text{опт}})$, умноженную на нормативный коэффициент эффективности. При этом $Z_3(\tau_{\text{опт}})$ зависит от температуры стенки в низкотемпературной части воздухоподогревателя.

Значения скорости коррозии и годовое увеличение затрат на топливо ΔZ_{τ} в зависимости от минимальной температуры металла поверхности нагрева воздухоподогревателя определяются экспериментально.

Ниже приведен пример расчета суммарных приведенных затрат, учитывающих вложения, связанные с периодической заменой холодной части воздухоподогревателя и перерасходом эксплуатационных затрат, определяемых ухудшением экономичности котла в связи с ростом температуры уходящих газов.

Пусть вложения, связанные с заменой холодной части воздухоподогревателя, $\Delta K_3 = 300$ тыс. руб., толщина листа набивки холодной части $\delta = 1,5$ мм, скорость коррозии $\phi_{\text{кор}} = 0,50$ мм/год, нормативный коэффициент приведения $p_n = 0,12$, среднее изменение расхода топлива при этом $\Delta b = 0,05\%$.

Изменение затрат на топливо может быть подсчитано по формуле

$$\Delta Z_{\tau} = c_{\tau} B_{\tau} \frac{Q_n^p}{7000} n_{\text{год}} \Delta b,$$

где c_{τ} — стоимость условного топлива, руб/т; Q_n^p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $n_{\text{год}}$ — число часов работы за год; B_{τ} — расход топлива, т/ч.

Для заданных исходных данных

$$\Delta Z_{\tau} = 23 \cdot 185 \cdot 9330 \cdot 6000 \cdot 0,0005 / 7000 = 17 \text{ тыс. руб./год},$$

$$A = \delta / \phi_{\text{кор}} = 1,5 / 0,5 = 3.$$

Воспользовавшись приведенной выше формулой для расчета, определим оптимальное время работы котла с повышенными потерями теплоты с уходящими газами методом перебора вариантов.

- Для $\tau = 23_z = 515$ тыс. руб.;
- $\tau = 33_z = 470$ тыс. руб.;
- $\tau = 43_z = 450$ тыс. руб.;
- $\tau = 53_z = 448$ тыс. руб.;
- $\tau = 63_z = 455$ тыс. руб.

Таким образом, к минимальным затратам при заданных условиях приводит замена холодной части воздухоподогревателя через 5 лет.

В табл. 4.1 даны результаты расчета изменения суммарных приведенных к первому году затрат при перечисленных выше условиях и различных значениях капитальных вложений, связанных с заменой холод-

Таблица 4.1. Суммарные приведенные затраты, учитывающие вложения на замену холодной части воздухоподогревателя и изменение затрат на топливо, вызванное коррозией

Капитальные вложения, связанные с заменой холодной части воздухоподогревателя, тыс. руб.	Время работы котла с корродированной поверхностью холодной части воздухоподогревателя, лет						
	1	2	3	4	5	6	7
50	132	148	185	221			
100	238	220	241	267			
150	324	292	298	312			
160	344	307	292	321			
175	373	328	327	326	431		
200	422	365	356	358	372	394	
300	615	515	470	450	448	455	476

ной части воздухоподогревателя. Оптимальное время работы котла после начала разрушения поверхности зависит от стоимости замены холодной части воздухоподогревателя (ΔK_3).

При $\Delta K_3 < 50$ тыс. руб. $\tau_{opt} \leq 1$; при $\Delta K_3 = 100 \div 150$ тыс. руб. оптимальный промежуток времени, через который необходима замена, — 2 года; при $\Delta K_3 = 160$ тыс. руб. optimum сдвигается к 3 годам; при $\Delta K_3 = 176 \div 200$ тыс. руб. — 4 года; при $\Delta K_3 = 300$ тыс. руб. — 5 лет.

Глава пятая

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СХЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И МОДЕРНИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

5.1. ПРИМЕНЕНИЕ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА С ЭКОНОМАЙЗЕРОМ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ БЛОКОВ 210 МВт

Схема подогрева воздуха запроектирована при разработке котла ТП-108, предназначенного для сжигания фрезерного торфа [72]. При этом рассмотрено несколько вариантов котла и выполнены технико-экономические расчеты, определены оптимальные температуры уходящих газов для каждого из вариантов (рис. 5.1). Оказалось, что при подогреве воздуха до 70°C , выбранного по условиям надежной работы воздухоподогревателя, оптимальная θ_{yx} снижается для варианта с экономайзером низкого давления от 160 до 130°C . Эта схема хорошо сочетается с газовым регулированием температуры промежуточного перегрева пара и обеспечивает высокий подогрев воздуха в одноступенчатом трубчатом

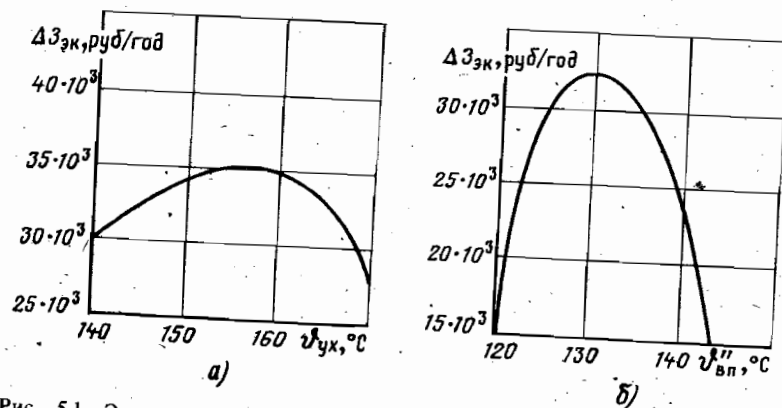


Рис. 5.1. Экономия приведенных затрат в зависимости от температуры уходящих газов (θ_{yx}) и температуры газов за воздухоподогревателем ($\theta_{вл}$): а — для варианта без ЭНД; б — для варианта с ЭНД

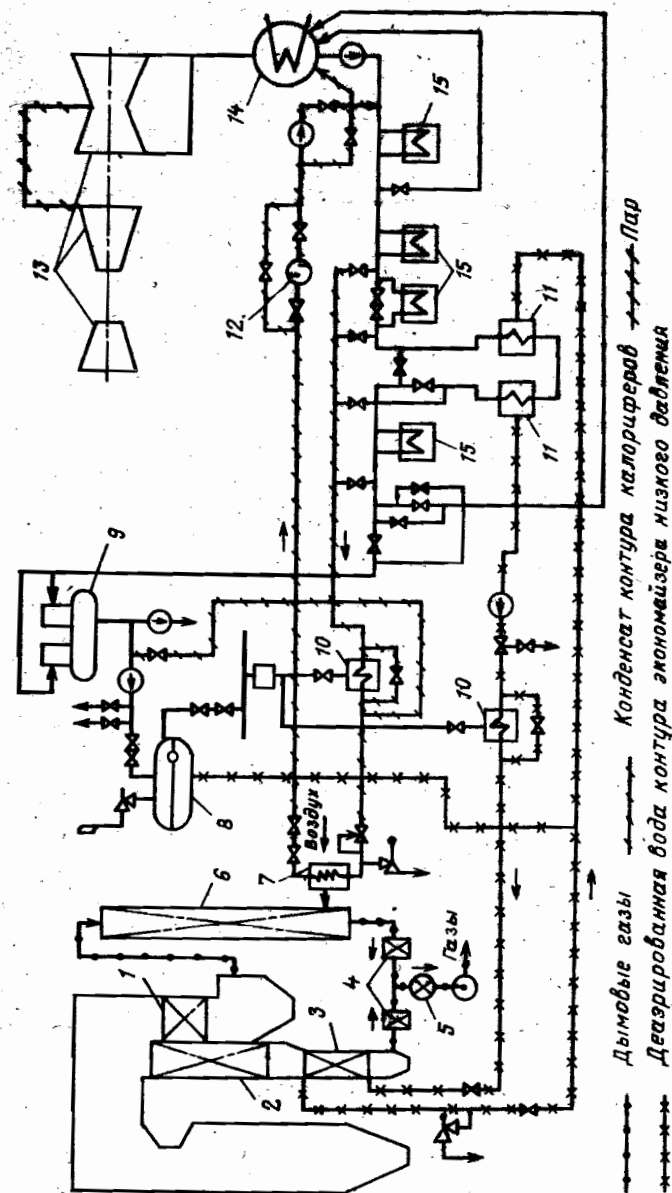


Рис. 5.2. Принципиальная схема подогрева воздуха в калориферной установке в сочетании с экономайзером низкого давления: 1 — промежуточный пароперегреватель; 2 — водяной экономайзер; 3 — экономайзер низкого давления; 4 — газовые шиберы; 5 — нагревающий аппарат дымососа; 6 — трубчатый воздухоподогреватель; 7 — калориферы; 8 — демпферный бак; 9 — деаэризатор; 10 — пусковые теплообменники; 11 — водо-водяные теплообменники; 12 — обезжелезивающие фильтры; 13 — турбина; 14 — конденсатор; 15 — ПНД

воздухоподогревателе (400-420°C). Вариант с экономайзером низкого давления и подогревом воздуха питательной водой, отбираемой за ПНД-2, обеспечивает по расчету экономию топлива около двух процентов. Из-за требований сжигания фрезерного торфа совместно с мазутом (30% по теплоте) на экономайзер подается вода после ПНД-3 с температурой 120 °С.

Принципиальная схема подогрева воздуха, выполненная на Шатурской ГРЭС, показана на рис. 5.2. Для обеспечения высокой эксплуатационной надежности в контур экономайзера низкого давления включены промежуточные водо-водяные теплообменники, установлены обезжелезивающие фильтры в контуре калориферов и увеличено число возможных точек отбора греющего конденсата на калориферы.

Проведенные расчеты схемы на пониженных нагрузках и при отрицательных температурах наружного воздуха [48] показали ее работоспособность. Температура греющего конденсата на выходе из калориферов при их включении за ПНД-2 не опускается ниже +14 °С на нагрузках 100—50% при температуре воздуха на входе в калориферы —15° С. При 30%-ной нагрузке и при более низкой входной температуре рекомендуется повышение температуры подогрева воздуха и в случае необходимости включение рециркуляции горячего воздуха. Для предотвращения отрицательного баланса в деаэраторе рекомендовано при подаче воды на водо-водяной подогреватель предусмотреть возможность байпасирования ПНД-3.

Совместно ВТИ, НПО ЦКТИ и Шатурской ГРЭС проведены испытания и эксплуатационная проверка разработанной схемы.

Испытания проводились в зимний и летний периоды работы энергоблока. При этом изучались тепловые и аэродинамические характеристики отдельных элементов схемы, оценивались ее работоспособность и эффективность, а также возможность упрощения схемы без ущерба для ее эксплуатационной надежности.

По калориферной установке с воздушной стороны измерялись расход воздуха, температура и давление воздуха на входе и выходе. Для изучения равномерности прогрева воздуха в калориферах его температура перед кубами воздухоподогревателя измерялась в 70 точках (35 термопар с левой и 35 — с правой стороны котла). По водяной стороне измерялись расход и температуры прямого и обратного конденсата.

По водяной стороне экономайзера низкого давления измерялись температуры воды на входе и выходе, по газовой стороне снимались поля температур на входе и выходе (соответственно 18 и 36 термопар).

Большое внимание уделялось надежному определению потерь теплоты с уходящими газами котла. Для этого поля температур уходящих газов снимались не только за экономайзером низкого давления, но и за воздухоподогревателем (по 16 термопар на каждом потоке газов двухпоточного воздухоподогревателя). Определялся расход газов через газосход экономайзера низкого давления.

Содержание железа в питательной воде регулярно контролировалось путем отбора проб конденсата из контура калориферов и питательной воды из ПНД-1 и ПНД-4. Контроль осуществлялся не только в период испытаний, но и в эксплуатационных режимах работы котла. Результаты испытаний приведены в [73].

Особое внимание при эксплуатации энергоблока и в процессе испытаний головного образца рассматриваемой схемы предварительного подогрева воздуха уделено работоспособности схемы в целом и целесообразности использования отдельных ее элементов при последующем введении энергоблоков с подобной схемой для Смоленской и Череповецкой ГРЭС.

Прежде всего следует подчеркнуть необходимость применения надежных в эксплуатации и эффективных по тепловым показателям конструкций энергетических калориферов вместо сантехнических, что позволит полнее реализовать термодинамические преимущества использования теплоты низкотенциальных отборов пара турбин для предварительного подогрева воздуха. Полезным элементом контура калориферов следует считать теплообменник, предназначенный для передачи конденсату теплоты пара из общестанционной магистрали при пусках энергоблока (рис. 5.2). Измерения показали, что теплообменник обеспечивает подогрев воздуха в пусковых режимах до 95—100 °С.

Следует отметить, что за период эксплуатации энергоблока обезжелезивающие фильтры контура калориферов практически не включались в работу. Анализ результатов эксплуатационного контроля питательной воды по блоку показывает, что содержание железа в питательной воде на входе в котел при работе блока как с включенными, так и с отключенными калориферами практически было одинаково. Содержание железа в конденсате также невелико.

Учитывая небольшую поверхность нагрева экономайзера низкого давления, рекомендовано отказаться в дальнейшем от использования промежуточных теплообменников (ВВТО), без необходимости усложняющих и удорожающих схему. Эта рекомендация принята Рижским отделением ТЭП при проектировании Смоленской ГРЭС.

Полученные материалы позволили определить фактическую технико-экономическую эффективность новой схемы.

В качестве альтернативного варианта при расчете принят разработанный ТКЗ в техническом проекте вариант котла с газовым регулированием промпрегрева без экономайзера низкого давления.

Предварительный подогрев воздуха в этом варианте (до той же температуры 70 °С) осуществляется, как это принималось в проектах, паром с давлением 0,588 МПа в сантехнических калориферах с тем же коэффициентом использования, что и в фактическом варианте. Коэффициенты использования ТВП, температуры газов и избытки воздуха на входе в ТВП для альтернативного варианта выбраны такими же, как и для фактического варианта. Температура газов и избытки воздуха на входе в холодную ступень ТВП в альтернативном варианте приравнены к соответствующим показателям перед ЭНД.

Сопоставление вариантов проводилось при таких значениях мощности (брутто), которые обеспечивали одинаковую отпускаемую мощность.

В качестве исходных данных при определении КПД котла и удельного расхода теплоты на турбину (брутто) по вариантам принимались

условия зимнего опыта. В этих условиях, как показывает расчет, температура уходящих газов в альтернативном варианте примерно на 26°C выше, чем в фактическом варианте, КПД котла в альтернативном варианте на 2,24% ниже КПД, полученного фактически для котла с ЭНД, установленного на ГРЭС.

Изменение удельного расхода теплоты на турбоустановку определялось с учетом теплоты, отпускаемой из системы регенерации на подогрев воздуха в калориферах. Как показали расчеты, выполненные по данным испытаний, экономия топлива в реализованном варианте составляет 1,62%, что в денежном выражении соответствует примерно 121 тыс. руб. в год.

Окончательное сопоставление вариантов производилось по приведенным затратам.

При расчете изменения капитальных затрат затраты по котлу и трубопроводам калориферной установки оказались примерно одинаковыми. Весьма большими оказались в реализованном варианте затраты на теплообменник и обезжелезивающие фильтры (около 310 тыс. руб.). Но даже с учетом этого годовая экономия приведенных затрат в расчете на один энергоблок составила примерно 60 тыс. руб. При отказе от теплообменника эффективность схемы увеличится.

5.2. ПРИМЕНЕНИЕ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В СОЧЕТАНИИ С РАЗОМКНУТОЙ СИСТЕМОЙ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Описанная в § 3.4 схема предварительного подогрева воздуха с изменением соотношения водяных эквивалентов в воздухоподогревателе за счет отбора газов перед ним на сушку топлива в разомкнутой пылесистеме [8] сооружена на блоках 200 МВт с котлами ТП-100 и ТП-100А Бурштынской ГРЭС.

Сооружение схемы на действующих энергоблоках вызывалось необходимостью улучшить режим работы котлов и топочных устройств в условиях постоянного ухудшения качества топлива, а также стремлением повысить экономичность работы энергоблоков и защитить воздухоподогреватели котлов от низкотемпературной коррозии и загрязнения. Повышение надежности работы воздухоподогревателей в данном случае было задачей чрезвычайно важной, так как точка росы сжигаемых углей равна $140\text{--}150^{\circ}\text{C}$. В этих условиях при реальной степени рециркуляции горячего воздуха невозможно обезопасить воздухоподогреватель от низкотемпературной коррозии.

Реконструкция котлов [8] проводилась в два этапа. На первом этапе в связи с отсутствием возможностей получения энергетических калориферов проведено размыкание пылесистем по сушильному агенту на блоках № 7 и № 11. В этом случае сушильный агент (продукты сгорания, отбираемые перед воздухоподогревателем с температурой 450°C) направляется в пылесистему, а затем через систему пылеулавливания и золоулавливания в атмосферу.

Результатом произведенного размыкания явились: улучшение работы котла в связи с независимостью работы топочного устройства от мель-

ничных систем; улучшение топочного режима благодаря повышению пирометрического уровня в топке и удалению до нее балластной влаги топлива; резкое снижение температуры уходящих газов за воздухоподогревателем в связи с улучшением соотношения водяных эквивалентов. Причем с увеличением влажности топлива и соответственным увеличением доли отбора газов на сушку степень снижения температуры уходящих газов возрастала. Общее уменьшение температуры уходящих газов (с учетом утилизации теплоты в пылесистеме) оказалось $20\text{--}30^{\circ}\text{C}$. Уровень температуры уходящих газов снизился до $125\text{--}115^{\circ}\text{C}$, что, естественно, повысило экономичность работы энергоблоков.

Однако одновременно резко снизилась надежность работы воздухоподогревателей котлов, так как не удалось обеспечить необходимый уровень температур стенки воздухоподогревателя за счет рециркуляции горячего воздуха. Для обеспечения нормальной работы воздухоподогревателей при сохранении всех преимуществ, обеспечиваемых разомкнутой пылесистемой, на блоке № 7 проведен второй этап реконструкции. Установлены энергетические калориферы и организован предварительный подогрев воздуха теплотой отборного пара турбины давлением $p = 0,275\text{ МПа}$, что позволило обеспечить необходимый уровень температуры стенки в воздухоподогревателе (при подогреве воздуха в калориферах до 70°C).

В табл. 5.1 представлены данные по результатам работы энергоблоков № 11 и 7 после реконструкции по сравнению с аналогичными блоками, на которых такая реконструкция не проведена. Как показывают эксплуатационные данные, работа энергоблоков № 11 и 7 обеспечивает экономию

Таблица 5.1. Эксплуатационные показатели работы энергоблоков мощностью 200 МВт, оборудованных разомкнутой системой пылеприготовления и предварительным подогревом воздуха

Наименование	Блок № 11					Блок № 7	
	Годы					Годы	
	1977	1978	1979	1980	1981	1980	1981
Снижение температуры уходящих газов за котлом по сравнению с альтернативным вариантом $\Delta t_{yx}, ^{\circ}\text{C}$	22	24	22	19	22	25	24
Температура уходящих газов за котлом $t_{yx}, ^{\circ}\text{C}$	138	141	141	143	137	125	126
Температура воздуха на выходе из калорифера $t'_{в}, ^{\circ}\text{C}$	73	69	68	72	74	72	67
Снижение удельного расхода теплоты на турбину по сравнению с альтернативным вариантом энергоблока (без калориферов) $\Delta q_{6p}, \text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	—	—	—	—	—	92,2	122,0
Суммарная экономия топлива на энергоблок $\Delta b, \%$	1,80	1,65	1,85	1,47	1,89	2,84	2,7
То же, $\text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	6,32	5,77	6,45	5,13	6,60	9,80	9,44

топлива от 5 до 9 г/(кВт·ч). Экономия по котлу № 11 получается за счет снижения температуры уходящих газов за котлом, изменения удельного расхода теплоты на турбину благодаря подогреву в калориферах увеличенного относительно варианта с замкнутыми пылесистемами количества воздуха (§ 3.4), улучшения топочного режима, уменьшения аварийного вприска.

По блоку № 7 указанные в табл. 5.1 данные включают полный эффект от реализации предварительного подогрева воздуха в калориферах, так как в альтернативных блоках, также оборудованных РВП, калориферы не устанавливались. Успешная эксплуатация блоков № 7, 10, 11, оборудованных РПС с ППВ, обеспечила за пять лет экономию приведенных затрат на ГРЭС, равную 776 тыс. руб. [8].

Опыт реконструкции блоков на Бурштынской ГРЭС показал, что сочетание разомкнутой пылесистемы (с отбором газов перед воздухоподогревателем), позволяющей изменить соотношение водяных эквивалентов сред в котле, и предварительного подогрева воздуха теплотой отборного пара турбины позволяет получить указанный выше эффект при надежной работе оборудования.

Длительная эксплуатация энергоблоков после реконструкции показала, что в условиях постоянно ухудшающегося качества топлива и поступления шлама именно эти блоки работают наиболее надежно и экономично.

5.3. КАСКАДНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА НА ЭНЕРГООБЛОКАХ 200 И 300 МВт НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

В настоящее время в промышленной эксплуатации на электростанциях находятся четыре каскадные установки: одна на котле ТП-67 блока 200 МВт на эстонском сланце и три на котлах П-59 блоков 300 МВт на подмосковном угле.

Установки на сланце [33] и подмосковном угле [74] существенно различаются между собой как по схеме, так и по целевому назначению. На котле ТП-67 (дубль-блок с турбиной К-200-130) каскадный подогрев воздуха внедрен для снижения температур уходящих газов (θ_{yx}), фактические значения которых превышали расчетные примерно на 30°С (из-за сильной зашлаковки топki и роста температур газов перед конвективной шахтой котла).

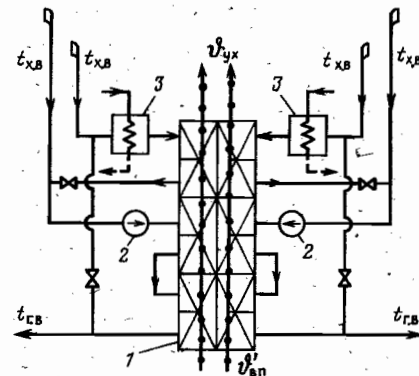
На рис. 5.3 показана схема трубчатого воздухоподогревателя котла ТП-67, реконструированного по каскадной схеме [18].

Котел имеет инвертную компоновку; его трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) расположен на восходящем потоке газов в верхней части конвективной шахты.

Воздухоподогреватель — одноступенчатый, шестиходовой, двухпоточный. Предварительный подогрев воздуха до 55°С осуществляется с помощью паровых сантехнических калориферов, а в зимний период дополнительно используется рециркуляция горячего воздуха на всасывающую сторону дутьевого вентилятора.

Рис. 5.3. Схема трубчатого воздухоподогревателя котла ТП-67 с каскадной схемой подогрева воздуха:

1 — трубчатый воздухоподогреватель; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — калорифер; t_{xb} — температура холодного воздуха; $t_{гв}$ — температура горячего воздуха; $\theta'_{вп}$ — температура газов на входе в воздухоподогреватель; θ_{yx} — температура уходящих газов



Поверхность воздухоподогревателя не менялась при реконструкции. Верхние (холодные) секции, включающие два первых хода по воздуху, выделены под каскадную ступень и подключены (вместе с калориферами) ко всасывающим воздуховодам дутьевых вентиляторов. Расчетный расход воздуха через эту ступень составляет 33% от общего расхода.

Средние и нижние секции воздухоподогревателя (четыре хода по воздуху) составляли основную ступень каскадного воздухоподогревателя, включенную на напорную сторону вентилятора и работающую с полным расходом воздуха.

По данным испытаний снижение температуры уходящих газов после реконструкции составило 10—12°С при одновременном уменьшении температуры горячего воздуха на 15—18°С, что уменьшает шлакование топki данного котла.

Описанная схема обеспечивает эффективное перемешивание воздуха перед основной ступенью и способствует заметному уменьшению перетечек воздуха в газы в холодных, наиболее изношенных, секциях воздухоподогревателя. Суммарный эффект снижения потерь теплоты с уходящими газами при этом составил 1,5—2%, что в денежном выражении примерно соответствует 70,0 тыс. руб/год на 1 блок.

Увеличение расхода электроэнергии на дутье, неизбежное в данной схеме, в значительной мере скомпенсировано уменьшением воздушного сопротивления верхних секций воздухоподогревателя из-за снижения расхода воздуха до 33% и уменьшением затрат на тягу благодаря снижению объема перекачиваемых газов.

С учетом этого положительного опыта внедрения первого каскадного воздухоподогревателя СКБ ВТИ совместно с ВТИ разработали аналогичные схемы каскадного подогрева воздуха для блоков 200 МВт на львовско-волынском угле двух вариантов: в одноступенчатом и двухступенчатом исполнении (рис. 5.4, а, б). Расход воздуха через каскадную часть в обеих схемах равен 45% от общего расхода.

В случае сжигания низкосортных сернистых топлив весьма перспективно применение каскадных схем с высоким предварительным подогревом воздуха.

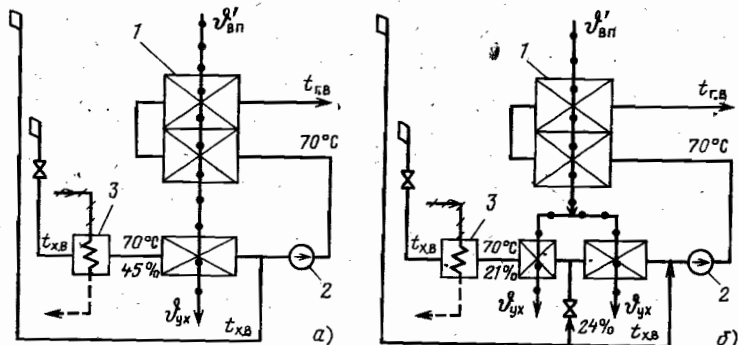


Рис. 5.4. Схема каскадного подогрева воздуха для блоков 200 МВт на львовско-волынском угле:

а — одноступенчатая схема; б — двухступенчатая схема; 1 — воздухоподогреватель; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — калорифер; $t_{хв}$ — температура холодного воздуха; $t_{гв}$ — температура горячего воздуха; $\theta'_{вп}$ — температура газов на входе в воздухоподогреватель; θ_{yx} — температура уходящих газов

Такие схемы, требующие размещения каскадной части на напорной стороне вентилятора, предложены ЗиО в разных модификациях (одно-, двух- и трехступенчатые, с попутным получением дистиллята, с избыточным воздухом и др.).

Реализованные на блоках 300 МВт Рязанской ГРЭС двух- и одноступенчатая каскадные схемы показаны на рис. 5.5, а, б [74].

Котлы П-59 моноблоков 300 МВт на подмосковном буром угле имеют Т-образную компоновку и соответственно по два дымососа

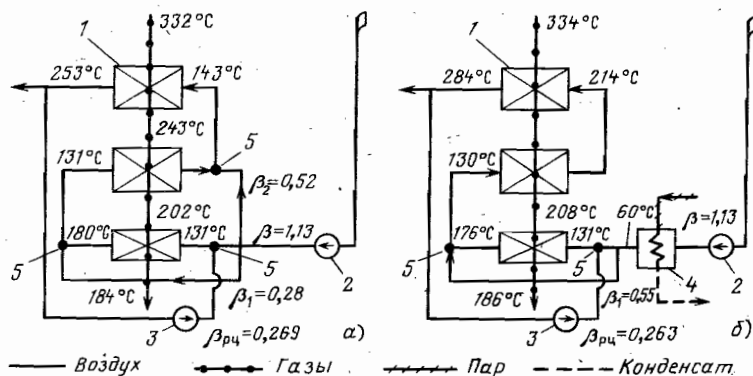


Рис. 5.5. Схема каскадного подогрева воздуха для блоков 300 МВт Рязанской ГРЭС:

а — двухступенчатая схема; б — одноступенчатая схема; 1 — воздухоподогреватель; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — вентилятор рециркуляции; 4 — калорифер; 5 — смеситель; β — отношение расхода воздуха на входе в калорифер к теоретическому; β_{rc} — отношение расхода рециркулируемого воздуха к теоретическому; β_1 ; β_2 — отношение расходов байпасируемого воздуха к теоретическому

и вентилятора. Трубчатые воздухоподогреватели — двухступенчатые, четырехходовые, шестнадцатипоточные (по восемь потоков воздуха в каждой шахте). Реконструкции подверглась первая, трехходовая, ступень, но без изменения величины и компоновки ее поверхности нагрева.

Для обеспечения коррозионнобезопасного уровня температур стенок воздухоподогревателя по всему тракту в обеих схемах предусмотрен высокий подогрев воздуха (130°C и выше) как перед каскадными, так и перед основными ступенями воздухоподогревателя.

Перед воздухоподогревателем такой подогрев достигается с помощью комбинированных схем предварительного подогрева воздуха, сочетающих подогрев в паровых калориферах и рециркуляцию горячего воздуха.

На входе во вторую каскадную ступень и в основные ступени расчетная температура воздуха обеспечивается смешением холодного (рис. 5.5, а) или слабонагретого (рис. 5.5, б) и горячего (после каскадных секций воздухоподогревателя) воздуха в специальных смесителях.

В эксплуатации находится двухступенчатая каскадная схема на котле П-59. Схема подтвердила работоспособность и надежность, хотя фактические условия ее работы существенно отличались от расчетных. Эти отличия связаны в основном с недостаточной плотностью топки и воздушного тракта котла, а также предопределены сложной шестнадцатипоточной компоновкой воздухоподогревателя, приводящей к большим аэродинамическим и тепловым неравномерностям газозвудушных потоков.

Температуры воздуха перед воздухоподогревателем выдерживались $125\text{--}133^\circ\text{C}$, а перед вторым и третьим ходами 135 и 145°C , но температуры уходящих газов превышали расчетные величины, приближаясь при номинальной нагрузке к 200°C .

Визуальные осмотры не выявили ощутимых следов коррозии металла труб, годовая выработка электроэнергии по блоку увеличилась как за счет сокращения простоя котла (отпала необходимость замены секций воздухоподогревателя), так и за счет увеличения среднегодовой нагрузки блока.

В одноступенчатой каскадной схеме (рис. 5.5, б) калориферный подогрев поднят до 60°C (вместо 30°C в схеме 5.5, а), что позволило использовать рециркуляцию для подогрева воздуха до 130°C , хотя количество воздуха, поступающего в первый ход воздухоподогревателя, возросло.

По сравнению с двухступенчатой каскадной воздухоподогревателем котла П-59 одноступенчатый обладает рядом преимуществ: он проще, надежнее и более экономичен благодаря повышенному подогреву воздуха в калориферах.

5.4. ОПЫТ ПРОМЫШЛЕННОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТЕКЛЯННЫХ ТРУБЧАТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В отечественной энергетике стеклянные воздухоподогреватели используются на котлах, сжигающих сернистые топлива (жидкие и твердые) в качестве низкотемпературных воздушонагревателей, т. е. работают в области температур газов, близких к точке росы продуктов сгорания топлива. При этом воздухоподогреватели устанавливаются либо взамен последних по ходу газов секций трубчатого воздухоподогревателя [75], либо в качестве дополнительной поверхности нагрева [76], позволяющей более полно использовать теплоту уходящих газов.

Первые отечественные стеклянные воздухоподогреватели с шахматной компоновкой труб внедрялись на котлах Новокуйбышевской ТЭЦ-1, Урусинской ГРЭС, ГЭС-1 Мосэнерго, Ефремовской ТЭЦ и др.

Основная трудность обеспечения эксплуатационной надежности таких воздухоподогревателей была связана с удалением золовых отложений, формировавшихся весьма интенсивно.

Влияние золового заноса воздухоподогревателя на его работоспособность оценивалось по изменению относительного аэродинамического сопротивления пучка труб Δs , представляющего собой отношение текущего значения газового сопротивления к сопротивлению в начальный период.

Исследования [77] показали, что шахматные пучки из стеклянных труб при температурах ниже точки росы подвержены столь же сильному загрязнению, что и пучки из металлических труб. При этом количество золовых отложений, их химический состав и, следовательно, характер связи частиц золы зависят от температуры поверхности, меняясь от обильных мелких отложений при $t_{ст} = 85 \div 115^\circ \text{C}$ (на самых холодных трубах) до небольших рыхлых загрязнений при $t_{ст} = 150 \div 160^\circ \text{C}$ (горячие трубы).

В шахматных пучках гребни золы, откладывающейся на кормовых и лобовых участках труб, проникают в межтрубное пространство соседних рядов и постепенно перекрывают газовое сечение. Таким образом, часть поверхности нагрева одновременно с ростом аэродинамического сопротивления выключается из работы и тепловая эффективность стеклянного воздухоподогревателя падает (несмотря на рост скоростей газов).

В связи с этим при последующих разработках для мощных котлов блоков 300 МВт (Кармановская, Литовская ГРЭС) использована коридорная компоновка труб [76].

В коридорных пучках скорость изменения сопротивления во времени падает [77]; в то же время, в шахматных пучках она непрерывно растет. Кроме того, геометрические характеристики коридорного пучка (относительный поперечный шаг труб $\sigma_1 = s_1/d$) существенно влияют на Δs : в пучках труб с относительным шагом

$\sigma_1 > 2$ золовые отложения значительно меньше, чем в более тесных пучках.

Указанные преимущества коридорных пучков важны при эксплуатации и позволяют считать предпочтительной коридорную компоновку труб с относительным поперечным шагом $\sigma_1 > 2$.

Так, на котлах ПК-41 Кармановской ГРЭС в предвключенном воздухоподогревателе (по отношению к РВП) стеклянные трубы диаметром 45/37 мм устанавливались горизонтально в коридорном порядке с поперечным шагом $s_1 = 100$ мм и продольным $s_2 = 67$ мм (газы движутся сверху вниз в межтрубном пространстве, воздух — внутри труб).

Температура воздуха на входе составляла $30\text{—}35^\circ \text{C}$, на выходе из него $75\text{—}80^\circ \text{C}$. Установка стеклянных труб позволила снизить уровень температур уходящих газов примерно от 170 до 145°C . Такая схема реализована на шести блоках Кармановской ГРЭС, при этом на четырех блоках воздухоподогреватели имели коридорную, а на двух блоках — шахматную компоновку.

Опыт работы стеклянных воздухоподогревателей показал преимущества коридорной компоновки — в течение долгого времени тепловые и аэродинамические характеристики коридорных пучков менялись слабо и устройство для очистки не вводилось в действие. В то же время шахматные пучки необходимо очищать через каждые 3—3,5 мес.

В процессе освоения среднегодовые перетоки воздуха в стеклянных воздухоподогревателях стабилизированы на уровне 6—8%, замена разрушающихся труб производилась в плановые остановки котла.

При работе на твердых сернистых топливах в области температур газов ниже точки росы слой отложений на трубах формируется в условиях одновременного абразивного воздействия крупных золовых частиц и при гораздо больших, чем на мазутных котлах, концентрациях золы в потоке газов.

Опыт внедрения стеклянных воздухоподогревателей в котлах на львовско-волинском угле получен [78] на Добротворской ГРЭС, где на трех котлах ТП-10 и на двух котлах ТП-92 взамен стальных нижних секций обычных трубчатых воздухоподогревателей установлены стеклянные воздухоподогреватели.

Применено горизонтальное коридорное расположение стеклянных труб диаметром 45×4 мм с шагами: $s_1 = 94$ мм; $s_2 = 67$ мм.

Эксплуатационные наблюдения, по данным [77], подтвердили достаточную тепловую эффективность стеклянных воздухоподогревателей на котлах ТП-10. Так, до их установки температура уходящих газов на этих котлах составляла примерно $170\text{—}175^\circ \text{C}$ при температуре воздуха перед котлом около 55°C (с включенной рециркуляцией горячего воздуха на всасе дутьевых вентиляторов), после установки температура воздуха перед воздухоподогревателем

составила 35—40° С, а за ним примерно 90—95° С. Температура уходящих газов при этом снизилась примерно до 160° С.

Аэродинамическое сопротивление стеклянного воздухоподогревателя стабилизировалось примерно на уровне 196 Па, и водяные обмывки практически не меняли этого сопротивления. По-видимому на поверхности накопившегося на трубах слоя отложений наступило равновесное состояние, когда количество налипающих из газового потока частиц золы равно количеству золы, выбиваемой из этого слоя абразивными крупными частицами и уносимой газовым потоком.

Недостатками стеклянного воздухоподогревателя являются его высокая металлоемкость (на единицу поверхности нагрева для металлического ТВП 13,2 кг/м², для СВП 11,3 кг/м²), низкая компактность, необходимость применения водных обмывок, интенсифицирующих коррозию газоходов [77].

Эксплуатация стеклянных воздухоподогревателей на Кармановской ГРЭС показала, что снижение θ_{yx} влечет за собой усиленную коррозию газоходов и дымовых труб и приводит к увеличению вредных выбросов в атмосферу. Кроме того, воздухоподогреватели остаются достаточно дорогими.

Поэтому широкое внедрение стеклянных воздухоподогревателей на вновь проектируемых мощных котлах требует технико-экономического обоснования с учетом специфических особенностей эксплуатации в каждом конкретном случае.

5.5. ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ С ВОДОНАПОЛНЕННЫМИ ТРУБКАМИ, ГАЗОВЫМИ ИСПАРИТЕЛЯМИ И С КЕРАМИЧЕСКИМИ ПЛАСТИНАМИ

Установки с газовыми испарителями внедрялись на ряде котлов небольшой мощности на твердом топливе (челябинский, экибастузский, кизеловский угли и АШ) и показали себя достаточно экономичными: на котлах с газовыми испарителями достигалось снижение температуры уходящих газов до 130° С. Газовые испарители незначительно загрязнялись и хорошо очищались дробью [75]. В то же время установки с газовыми испарителями оказались недостаточно надежными в эксплуатации из-за сложности схемы, трудностей ее регулирования, пуска и поддержания необходимой чистоты дистиллята.

Элементы воздухоподогревателей с водонаполненными трубками имеют минимальные коррозионные повреждения при работе с низкими температурами стенок поверхности нагрева. Основным преимуществом воздухоподогревателей этого типа по сравнению, например, с газовыми испарителями является локализация коррозии в пределах одного ряда труб. При этом коррозионные разрушения отдельных труб не ухудшают плотности воздухоподо-

гревателя и приводят лишь к выпариванию теплоносителя из поврежденных труб, их выключению из работы и незначительному повышению температуры уходящих газов. Так, для подмосковного угля при начальной температуре $\theta_{yx} = 140^\circ \text{С}$ и подогреве воздуха от 30 до 110° С увеличение температуры уходящих газов, вызванное выходом из строя 25—30% поверхности нагрева, составляет 5° С. Однако эти воздухоподогреватели оказались уязвимыми в отношении загрязнений золовыми отложениями.

Опыт эксплуатации мазутного котла с РВП и предвключенным воздухоподогревателем рассматриваемого типа, работающим при температуре стенки ниже температуры точки росы, свидетельствует о необходимости регулярной его очистки [79].

При отсутствии очистки через 20—30 сут аэродинамическое сопротивление такого воздухоподогревателя повышалось вдвое. Обмывка водой позволяет удалить золовые отложения, но при этом резко усиливаются коррозионные разрушения. Поэтому установку таких воздухоподогревателей при температурах стенки ниже точки росы на мазутных котлах можно рекомендовать лишь при условии организации топочного режима с малыми избытками воздуха или при обеспечении качественной очистки поверхности нагрева сухими методами, например дробью.

К недостаткам воздухоподогревателей этого типа относится также пониженная надежность работы на малых нагрузках котлов. Попытка устранить последнее путем организации подогрева газовых концов труб паром или водой усложнило конструкцию и эксплуатацию воздухоподогревателей с водонаполненными трубками. В связи с этим они также не получили широкого распространения.

Перспективным направлением совершенствования устройств для подогрева воздуха является использование керамических блоков и профилированных керамических пластин [80] в качестве набивки холодного слоя РВП. Керамические блоки и пластины сравнительно дешевы, при забивании золой хорошо очищаются паром. По данным ВТИ срок службы РВП с керамической набивкой примерно в два раза выше, чем у РВП с металлической набивкой. Основным условием повышения стойкости керамики является снижение ее водопоглощения. С этой точки зрения перспективны фарфоровые набивки, имеющие нулевое водопоглощение. Эффективность керамических набивок определяется не только экономией металла, но и сокращением затрат на ремонт РВП и уменьшением продолжительности простоя энергоблока при замене набивки.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Методика определения экономичности при малых изменениях в тепловой схеме турбоустановки

Для выявления влияния небольших изменений в тепловой схеме турбоустановки на удельный расход теплоты брутто целесообразно использовать метод коэффициентов ценности теплоты отборного пара турбины [43].

Под коэффициентом ценности теплоты данного отбора пара понимается отношение дополнительного количества теплоты, которое необходимо подвести (отвести) к турбоустановке для сохранения мощности неизменной, к количеству теплоты, отводимой (подводимой) из отбора турбины в связи с тем или иным изменением в тепловой схеме

$$\xi = \Delta Q_0 / Q_{\text{рег}}, \quad (\text{П.1})$$

где ΔQ_0 — дополнительное количество теплоты, подводимой (отводимой) к турбоустановке для сохранения постоянной мощности при отводе (подводе) теплоты из регенеративного отбора, кДж/ч; $Q_{\text{рег}}$ — количество теплоты, отводимой (подводимой) из регенеративного отбора к внешнему для турбоустановки источнику, кДж/ч; ξ — коэффициент ценности теплоты данного отбора пара.

Если в результате изменения, внесенного в тепловую схему, из регенеративного отбора отводится (подводится) дополнительное количество теплоты $Q_{\text{рег}}$, которая затем возвращается в цикл в виде полноценной теплоты, как это имеет место при подогреве воздуха и питательной воды, то изменение удельного расхода теплоты брутто по турбоустановке следует определять по формуле

$$\Delta q_{\text{бр}} = \frac{-(1 - \xi) Q_{\text{рег}}}{N_{\text{г}} + N_{\text{п.н}} + N_{\text{вд}}}, \quad (\text{П.2})$$

где $N_{\text{г}}$, $N_{\text{п.н}}$, $N_{\text{вд}}$ — мощности генератора и турбоприводов питательного насоса и воздухоподогревателя.

При этом $Q_{\text{рег}}$ при отводе теплоты из регенеративного отбора имеет знак плюс, а при уменьшении подвода теплоты из регенеративного отбора — знак минус.

Если в результате изменения, внесенного в тепловую схему, дополнительное количество теплоты $Q_{\text{рег}}$ подводится к питательной воде из отбора с коэффициентом ценности теплоты ξ_1 при одновременном уменьшении подвода теплоты к питательной воде на ту же величину $Q_{\text{рег}}$ из отбора с коэффициентом ценности теплоты ξ_2 , то изменение удельного расхода теплоты брутто по турбоустановке следует вычислять по формуле

$$\Delta q_{\text{бр}} = \frac{(\xi_1 - \xi_2) Q_{\text{рег}}}{N_{\text{г}} + N_{\text{п.н}} + N_{\text{вд}}}. \quad (\text{П.3})$$

При этом величину $Q_{\text{рег}}$ следует считать положительной.

Значения коэффициентов ценности теплоты отборов могут быть подсчитаны по формулам, выведенным в [43].

Значение коэффициента ценности теплоты может быть также определено по формуле

$$\xi = 1 - \frac{(1 - \eta_0) n_{\text{уд}}}{\eta_0 + g_{\text{рег}} n_{\text{уд}}}, \quad (\text{П.4})$$

где η_0 — КПД турбоустановки в исходном случае;

$$n_{\text{уд}} = \frac{3600 \Delta N_{\text{т}}}{Q_{\text{рег}}};$$

$\Delta N_{\text{т}}$ — изменение мощности турбоустановки при постоянном расходе пара в конденсатор, вызванное отводом (подводом) теплоты из регенеративного отбора, кВт; $g_{\text{рег}} = Q_{\text{рег}} / Q_0$ — относительное количество теплоты, отводимой из регенеративного отбора; Q_0 — расход теплоты на турбоустановку в исходном случае, кДж/ч.

Величина $\Delta N_{\text{т}}$ может быть определена с достаточной степенью точности следующим образом:

а) при определении коэффициента ценности теплоты отбора на последний по ходу воды подогреватель высокого давления поверхностного типа

$$\Delta N_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{рег}}}{i_{\text{отб}} - i_{\text{к}} + \Delta q_{\text{п.в}}} \left(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}} \frac{\Delta i_{\text{к}}}{i_{\text{отб}}^{\text{к}} - i_{\text{к}}^{\text{к}}} \right) \frac{1}{3600}, \quad (\text{П.5})$$

где $i_{\text{отб}}$ — энтальпия пара в исследуемом отборе, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата, покидающего подогреватель исследуемого отбора, кДж/кг; $h_{\text{отб}}$ — срабатываемый перепад теплоты в турбине до исследуемого отбора, кДж/кг; $h_{\text{к}}$ — перепад теплоты, срабатываемый в турбине до подогревателя, являющегося концом каскадного слива дренажей, кДж/кг; $\Delta i_{\text{к}}$ — количество теплоты, отдаваемой 1 кг конденсата в подогревателе, являющемся концом каскада, кДж/кг; $i_{\text{отб}}^{\text{к}}$ — энтальпия отборного пара на подогреватель — конец каскада, кДж/кг; $i_{\text{к}}^{\text{к}}$ — энтальпия конденсата греющего пара подогревателя, являющегося концом каскада после смешения с питательной водой, кДж/кг; $\Delta q_{\text{п.в}}$ — изменение энтальпии питательной воды в рассматриваемом подогревателе, кДж/кг;

б) при определении коэффициента ценности теплоты отбора на подогреватель высокого или низкого давления, являющиеся концом каскада слива дренажей (в том числе смешивающего типа)

$$\Delta N_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{рег}}}{i_{\text{отб}}^{\text{к}} - i_{\text{к}}^{\text{к}}} \left(h_{\text{к}} + \frac{\Sigma G_{\text{отб}} h_{\text{отб}}}{G_{\text{п.в}}^{\text{нх}}} \right) \frac{1}{3600}, \quad (\text{П.6})$$

где $\Sigma G_{\text{отб}} h_{\text{отб}}$ — сумма произведений расходов пара в регенеративные отборы, лежащие (по ходу воды) выше рассматриваемого подогревателя, на соответствующие перепады теплоты, срабатываемые в турбине в исходном варианте, кДж/ч; $G_{\text{п.в}}^{\text{нх}}$ — расход питательной воды на входе в подогреватель, следующий (по ходу воды) за рассматриваемым, кг/ч;

в) при определении коэффициента ценности теплоты отбора на подо-

греватели, расположенные по ходу воды выше подогревателя, являющегося концом каскада слива дренажей,

$$\Delta N_T = \frac{Q_{\text{рег}}}{i_{\text{отб}} - i_k} \left(h_{\text{отб}} - h_k \frac{\Delta i_k}{i_{\text{отб}}^k - i_k^k} + \frac{\Sigma G_{\text{отб}} h_{\text{отб}}}{G_{\text{п.в}}^{\text{вх}}} \right) \frac{1}{3600}, \quad (\text{П.7})$$

где $\Sigma G_{\text{отб}} h_{\text{отб}}$ — то же, что и в п. «б», включая рассматриваемый отбор; $G_{\text{п.в}}^{\text{вх}}$ — расход воды на входе в рассматриваемый подогреватель, кг/ч.

Значение коэффициента ценности теплоты для первой ступени подогрева, если ступень выполнена со сливом дренажа в конденсатор, может быть определено по формуле [43]:

$$\xi = \frac{1}{\eta_0} \frac{i_{\text{отб}} - i_{\text{конд}}}{i_{\text{отб}} - i_v^k}, \quad (\text{П.8})$$

где $i_{\text{конд}}$ — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; i_v^k — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора, кДж/кг.

К величине изменения удельного расхода теплоты, рассчитанного по формулам (П.2) и (П.3) при условии сохранения заданной мощности турбоустановки, давления в конденсаторе и площади выхлопа, следует внести поправку

$$\Delta q_{\text{вых}} = 2q_0 \frac{h_{\text{вых } 0} \Delta G_k}{a h_{\text{исп } 0} G_{k0}} \eta_{\text{ст}},$$

где q_0 — удельный расход теплоты брутто в исходном случае, кДж/(кВт · ч); $h_{\text{вых } 0}$ — выходные потери в исходном случае, кДж/кг; $h_{\text{исп } 0}$ — использованный перепад теплоты, срабатываемый паром, идущим в конденсатор, кДж/кг; G_{k0} — расход пара в конденсатор в исходном случае, т/ч; $\eta_{\text{ст}}$ — КПД последней ступени турбины;

$$a = \frac{3600 (N_T + N_{\text{пн}} + N_{\text{вд}})}{G_{k0} h_{\text{исп } 0}};$$

изменение расхода пара в конденсатор

$$\Delta G_k = \frac{\Delta q_{\text{бр}} (N_T + N_{\text{пн}} + N_{\text{вд}})}{(i_{\text{конд}} - i_v^k) 10^3},$$

здесь $\Delta q_{\text{бр}}$ — изменение удельного расхода теплоты брутто по турбоустановке, вычисленное по формулам (П.2) и (П.3), кДж/(кВт · ч); $i_{\text{конд}}$ — энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг; i_v^k — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора, кДж/кг.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кроль Л. Б., Варавицкий И. Б. О компоновке и расчете устройств для подогрева воздуха паром в котельных установках. — Известия ВТИ, 1952, № 11, с. 29—32.
2. Кузнецов Н. В., Варавицкий И. Б., Кроль Л. Б. Пути совершенствования хвостовых поверхностей нагрева котельных агрегатов и дальнейшего снижения температуры уходящих газов. — Теплоэнергетика, 1954, № 2, с. 3—11.
3. Варавицкий И. Б., Кроль Л. Б., Кузнецов Н. В. Снижение температуры уходящих газов путем рациональной компоновки котлоагрегатов. — Электрические станции, 1955, № 2, с. 4—8.
4. Варавицкий И. Б. Новые схемы компоновки хвостовых поверхностей нагрева котельных агрегатов. М.: Госэнергоиздат, 1961. 96 с.
5. Baker R. A. Mercer generating plant-the case for 1100F Heam., Proc. Amer. Power Conf., 1962, vol. 24, Chicago, Ill.
6. Philip Sporn. Tanners Creek 600-Mw Desing Profits by Breed — Sporn Lessons, Electrical World, t. 156, № 18.
7. Karl Schröder. Grosse Dampfkraft-werke III. Teil, Ausführungsbeispiel Erster Band, Berlin (Göttingen) Heidelberg, 1959.
8. А. с. 194841 (СССР). Способ нагрева воздуха /Л. Е. Апатовский, Г. А. Бургвиц, А. Э. Гельтман, В. А. Халупович и др. Оpubл. в Б. И., 1967, № 7.
9. А. с. 202178 (СССР). Способ нагрева воздуха /Л. Е. Апатовский, А. Э. Гельтман. Оpubл. в Б. И., 1967, № 19.
10. А. с. 260630 (СССР). Способ нагрева воздуха /Л. Е. Апатовский, Л. М. Замятин. Оpubл. в Б. И., 1970, № 14.
11. А. с. 357355 (СССР). Паротурбинная установка /Л. Е. Апатовский, Л. М. Замятин. Оpubл. в Б. И., 1972, № 33.
12. А. с. 301491 (СССР). Способ снижения температуры уходящих газов в котельных агрегатах /А. У. Липец, С. И. Мочан, Л. Е. Апатовский, Л. М. Замятин, В. Д. Дегаев. Оpubл. в Б. И., 1971, № 14.
13. А. с. 172840 (СССР). Котельный агрегат /И. Н. Гольденфарб, В. С. Патыченко, Л. Б. Кроль, И. Н. Розенгауз и др. Оpubл. в Б. И., 1965, № 14.
14. А. с. 180283 (СССР). Многоходовой воздухоподогреватель $\text{ZiO}/\text{Б. И. Александров, А. У. Липец, В. М. Биман и др. Оpubл. в Б. И., 1965, № 7.}$
15. А. с. 180284 (СССР). Способ предотвращения коррозии трубчатых воздухоподогревателей /Б. И. Александров, А. У. Липец, В. М. Биман и др. Оpubл. в Б. И., 1965, № 7.
16. А. с. 367316 (СССР). Устройство для нагрева воздуха /В. А. Локшин, С. Н. Тулин. Оpubл. в Б. И., 1973, № 8.
17. А. с. 333372 (СССР). Устройство для нагрева воздуха /В. А. Локшин, С. Н. Тулин. Оpubл. в Б. И., 1972, № 11.
18. А. с. 337613 (СССР). Многоходовой трубчатый воздухоподогреватель /А. У. Липец, В. А. Локшин, В. Н. Фомина, С. М. Кузнецова. Оpubл. в Б. И., 1972, № 15.
19. Исследование низкотемпературного воздухоподогревателя со стеклянными трубками на котле энергоблока 300 МВт /А. Ф. Гаврилов, В. К. Маринин, Н. Я. Жадан и др. — Электрические станции, 1973, № 11, с. 20—25.
20. Комбинированные схемы предварительного подогрева воздуха в мощных котельных агрегатах /С. И. Зарайский, Б. М. Шлейфер, Л. М. Христич, Л. Б. Кроль. М.: НИИИнформтяжмаш, 1975. 40 с.
21. А. с. 112827 (СССР). Рециркуляция горячего воздуха по способу $\text{ZiO}/\text{А. У. Липец, Б. И. Александров и др. Оpubл. в Б. И. 1958, № 5.}$

22. А. с. 156259 (СССР). Способ рециркуляции воздуха в воздухоподогревателях паровых котлов / Л. А. Рихтер. Оpubл. в Б. И., 1962, № 15.
23. Кроль Л. Б., Розенгауз И. Н. Применение газовых испарителей на электростанциях высокого давления. В кн.: Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике. М.: Госэнергоиздат, 1961, с. 326—335.
24. Кузнецов Н. В. Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М.: Госэнергоиздат, 1958, 171 с.
25. Сухонос А. А., Башмаков А. С. Газомазутный котельный агрегат ТГМ-153 с газовым испарителем. — Энергомашиностроение, 1962, № 6, с. 32—35.
26. Косарь П., Стивен М., Видмер М. Цикл «cesas». М.: МИРЭК УП ВИНТИ, 1968, доклад 192. 24 с.
27. Reichert G. Planung und Bau von 600-Mw. Blöcken für Öl/Gas. — VGB Kraftwerkstechnik, 1973, Vol. 53, Heft 13.
28. Руководящие указания по проектированию и эксплуатации энергетических калориферов с проволочным оребрением / В. А. Локшин, С. Н. Тулин, Т. В. Абрамова, В. Н. Фомина. М.: СПО Союзтехэнерго, 1981, 40 с.
29. Антонов А. Я., Розенгауз И. Н., Фомина В. Н. Компоновка современных зарубежных парогенераторов. М.: СПО Союзтехэнерго, 1979, 68 с.
30. А. с. 247318 (СССР). Способ защиты воздухоподогревателей от загрязнения и коррозии / Л. И. Кропп, В. А. Локшин, В. Н. Шестаков и др. Оpubл. в Б. И., 1969, № 22.
31. Перспективы развития трубчатых воздухоподогревателей для мощных парогенераторов / А. У. Липец, Ю. И. Лафа, С. М. Кузнецова и др. — Теплоэнергетика, 1976, № 7, с. 25—29.
32. Теплотехнические испытания каскадного трубчатого воздухоподогревателя котла П-59 на подмосковном угле / В. А. Локшин, В. Н. Фомина, Е. Л. Титова и др. — Электрические станции, 1981, № 5, с. 17—21.
33. Теплотехнические испытания каскадного трубчатого воздухоподогревателя котла / В. Н. Фомина, Е. И. Громова, Ю. И. Лафа и др. — Электрические станции, 1973, № 8, с. 26—28.
34. А. с. № 817395 (СССР). Устройство для подогрева воздуха / В. Н. Фомина, А. У. Липец, В. А. Локшин, Ю. И. Лафа. Оpubл. в Б. И., 1981, № 12.
35. А. с. 308284 (СССР). Контактный теплообменник / А. У. Липец, В. А. Локшин, А. Х. Хван. Оpubл. в Б. И., 1971, № 21.
36. Андрищенко А. И. Регенерация тепла паровым подогревом топлива и воздуха. — Теплоэнергетика, 1956, № 3, с. 47—49.
37. Кроль Л. Б., Розенгауз И. Н. Экономичность парового и водяного подогрева воздуха котельных агрегатов. — В кн.: Экономия топлива на электростанциях и в энергосистемах / Под ред. А. С. Горшкова, М.: Энергия, 1967, с. 162—171.
38. Пеккер Я. Л. Подсчет потери тепла с уходящими газами при предварительном подогреве воздуха паром. — Теплоэнергетика, 1969, № 11, с. 93—95.
39. Инструкция и методические указания по нормированию удельных расходов топлива на тепловых электростанциях. М.: БТИ ОРГРЭС, 1966, 260 с.
40. Дополнения к «Инструкции и методическим указаниям по нормированию удельных расходов топлива на тепловых электростанциях». М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1971, 210 с.
41. Положение о согласовании нормативных характеристик оборудования и расчетных удельных расходов топлива. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975, 28 с.
42. Горностаев Л. С. Изменение тепловой экономичности энерго-

установок при применении подогрева воздуха в калориферах котлов. — Теплоэнергетика, 1973, № 11, с. 40—41.

43. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций. М.: Энергия, 1969, 222 с.
44. Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха на электростанциях РТМ 24.030.50-75 / Л. Е. Апатовский, В. А. Халупович, В. А. Локшин, В. Н. Фомина. Л.: НПО ЦКТИ, 1975, 60 с.
45. Апатовский Л. Е. Повышение эффективности схем подогрева воздуха путем изменения соотношения водяных эквивалентов в воздухоподогревателях котельных агрегатов. — В кн.: Совершенствование энергетических установок и оптимизация их параметров / Межвузовский сборник. Саратов: СПИ, 1980, с. 124—129.
46. Апатовский Л. Е. Повышение экономичности энергетических блоков на органическом топливе за счет рациональных схем регенеративного подогрева воздуха. — Труды НПО ЦКТИ, 1981, вып. 188, с. 62—65.
47. Апатовский А. Е., Замятин Л. М. Выбор оптимальной схемы включения калориферных установок для предварительного подогрева воздуха на мощных энергоблоках. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1972, № 7, с. 131—134.
48. Апатовский Л. Е., Крылова Л. Д., Смирнова Г. Б. Выбор рациональных схем включения калориферных установок в тепловую схему блока. — Энергомашиностроение, 1975, № 6, с. 12—15.
49. Тулин С. Н. Теплоотдача и сопротивление в пучках трубок с проволочным оребрением. — Теплоэнергетика, 1958, № 3, с. 67—72.
50. А. с. 709913 (СССР). Теплосиловая установка / Л. Е. Апатовский. Оpubл. в Б. И., 1980, № 2.
51. А. с. 523243 (СССР). Теплосиловая установка / Л. Е. Апатовский, А. Э. Гельтман, И. Г. Горбенко и др. Оpubл. в Б. И., 1976, № 28.
52. Апатовский Л. Е., Дмитриева Н. Т. Выбор типа привода воздухоудки для блока мощностью 1200 МВт. — Энергомашиностроение, 1975, № 10, с. 29—30.
53. А. с. 205039 (СССР). Способ предварительного подогрева дутьевого воздуха / А. Э. Гельтман, Л. Е. Апатовский. Оpubл. в Б. И., 1967, № 23.
54. Барштейн И. К. Пылесжигание влажных топлив. — Котлотурбостроение, 1948, № 5, с. 1—8.
55. Кендысь П. Н., Барштейн И. К., Бурганов Г. А. Сжигание высоковлажных бурых углей по разомкнутой схеме ЦКТИ. — Котлотурбостроение, 1952, № 1, с. 5—10.
56. Кендысь П. Н. Применение индивидуальных разомкнутых систем пылеприготовления к мощным паровым котлам. — Энергомашиностроение, 1967, № 1, с. 1—7.
57. Разомкнутые системы пылеприготовления / Под ред. В. В. Митора. — Труды ЦКТИ. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1971, вып. 111, 97 с.
58. Бухтияров Л. Е. Повышение экономичности электростанций с разомкнутой системой пылеприготовления подогревом дутьевого воздуха в калориферах. — Теплоэнергетика, 1958, № 6, с. 61—63.
59. Выбор схем сушки влажных бурых углей для крупных ГРЭС / А. Э. Гельтман, С. П. Невельсон, Л. Е. Апатовский, В. А. Халупович. — Энергомашиностроение, 1962, № 2, с. 29—31.
60. Апатовский Л. Е., Гельтман А. Э., Халупович В. А. Особенности применения предварительного подогрева воздуха на блоках с газовой сушкой топлива. — Энергомашиностроение, 1972, № 6, с. 8—10.
61. Результаты технико-экономических сопоставлений вариантов блоков, оборудованных различными системами пылеприготовления / Л. Е. Апатовский, Г. А. Бурганов, Ю. Д. Дронов, В. А. Халупович. — Труды ЦКТИ,

1971, вып. 111, с. 91—97.

62. Разомкнутые системы пылеприготовления с паровой и газовой сушкой топлива / Н. И. Михайлов, В. В. Митор, Г. А. Бургвиц, Л. Е. Апатовский и др. М.: МИРЭК УП, 1968, докл. 59. 23 с.

63. Индивидуальные разомкнутые системы пылеприготовления для мощных энергетических блоков / Г. А. Бургвиц, Л. Е. Апатовский, А. Э. Гельтман и др. — Теплоэнергетика, 1971, № 5, с. 54—57.

64. Рациональные системы пылеприготовления для мощных парогенераторов на экибастузском угле / П. М. Лузин, Г. А. Бургвиц, Ю. Д. Дронов. — Материалы совещания; Алма-Ата, 1976, с. 69—70.

65. Апатовский Л. А., Халупович В. А. Использование системы регенерации турбоустановок для унификации котлоагрегатов по топливу. — Энергомашиностроение, 1972, № 2, с. 17—19.

66. А. с. 300706 (СССР). Способ работы котлоагрегата / Л. Е. Апатовский, В. А. Халупович, Г. А. Бургвиц, Оpubл. Б. И., 1971, № 13.

67. Унификация парогенераторов по топливу / Н. С. Рассудов, В. Г. Банщик, Г. А. Бургвиц и др.; Под ред. Н. С. Рассудова. М.: Машиностроение, 1982. 184 с.

68. А. с. 630490 (СССР). Устройство для нагрева воздуха / Л. Е. Апатовский, А. У. Липец, С. И. Мочан. Оpubл. в Б. И., 1978, № 40.

69. Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., Апатовский Л. Е. Блочные конденсационные электростанции большой мощности. М.—Л.: Энергия, 1964. 404 с.

70. Халупович В. А. Разработка и исследование способов совершенствования котлоагрегатов путем использования регенеративного подогрева воздуха и разомкнутых пылесистем. — Автореферат диссертации. Л.: НПО ЦКТИ, 1980. 28 с.

71. О выборе рационального типоразмера и профиля энергетического блока для условий Центральной Сибири / В. В. Митор, Л. Н. Моисеева, Л. Е. Апатовский и др. — Энергомашиностроение, 1976, № 9, с. 16—18.

72. Разработка схемы предварительного подогрева воздуха для блоков 200 МВт с котлом 640 т/ч при сжигании фрезторфа / Л. Е. Апатовский, А. Э. Гельтман, В. И. Резник и др. — Энергомашиностроение, 1968, № 3, с. 21—23.

73. Испытание схемы предварительного подогрева воздуха основным конденсатом турбины / Л. Е. Апатовский, В. А. Локшин, В. Н. Фомина, В. А. Халупович и др. — Электрические станции, 1976, № 2, с. 16—19.

74. Теплотехнические испытания каскадного трубчатого воздухоподогревателя котла П-59 на подмосковном угле / В. А. Локшин, В. Н. Фомина, Е. Л. Титова и др. — Электрические станции, 1981, № 5, с. 17—21.

75. Гаврилов А. Ф., Майданик М. Н. Конструкции и опыт эксплуатации низкотемпературных поверхностей нагрева котельных агрегатов. М.: Информэнерго, 1973. 66 с.

76. Анализ работы низкотемпературного воздухоподогревателя со стеклянными трубками / В. В. Жабо, В. В. Малахов, Н. Я. Жадан и др. — Теплоэнергетика, 1975, № 2, с. 25—27.

77. Гаврилов А. Ф., Малкин Б. М. Загрязнение и очистка поверхностей нагрева котельных установок. М.: Энергия, 1980. 328 с.

78. Бендасюк В. П., Королевич А. Л., Крупицкий Л. Я. Эксплуатационные испытания стеклянного воздухоподогревателя на пылеугольном котле. — Энергетик, 1982, № 9, с. 33—34.

79. Гаврилов А. Ф., Кузнецов Н. В. О подогреве воздуха на мазутных котлах с вращающимися регенеративными воздухоподогревателями. — Теплоэнергетика, 1969, № 11, с. 32—36.

80. А. с. 827960 (СССР). Теплообменная насадка / Р. А. Петросян, И. И. Надыров, В. Н. Мальцев, Б. Л. Кутман. Оpubл. в Б. И. 1981, № 17.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
Глава первая. Способы предварительного подогрева воздуха	9
1.1. Классификация способов предварительного подогрева воздуха	9
1.2. Подогрев воздуха теплотой продуктов сгорания топлива	9
1.3. Подогрев воздуха теплотой пара, отбираемого из турбины	11
1.4. Схемы подогрева воздуха с изменением соотношения водяных эквивалентов газов и воздуха в воздухоподогревателях	15
1.5. Подогрев воздуха посторонними источниками теплоты	15
1.6. Комбинированные схемы предварительного подогрева воздуха	16
Глава вторая. Методика определения тепловой и технико-экономической эффективности схем предварительного подогрева воздуха	19
2.1. Анализ методов определения тепловой экономичности схем предварительного подогрева воздуха	19
2.2. Расчет тепловой экономичности энергоустановок КЭС с предварительным подогревом воздуха	21
2.3. Расчет тепловой экономичности энергоустановок ТЭС с предварительным подогревом воздуха	31
2.4. Особенности расчета технико-экономической эффективности предварительного подогрева воздуха	36
2.5. Примеры расчета эффективности предварительного подогрева воздуха	41
Глава третья. Совершенствование схем предварительного подогрева воздуха	50
3.1. Анализ термодинамических особенностей предварительного подогрева воздуха	50
3.2. Выбор схем включения калориферных установок в тепловую схему энергоблока	57
3.3. Разработка и исследование схем предварительного подогрева воздуха в сочетании с отбором газов перед воздухоподогревателем	66
3.4. Совершенствование энергетических блоков путем рационального сочетания регенеративного подогрева воздуха и разомкнутых систем пылеприготовления с газовой сушкой топлива в процессе размола	73
3.5. Схемы с избыточным воздухом	79
Глава четвертая. Комплексная оптимизация систем подогрева питательной воды, утилизации теплоты уходящих газов и предварительного подогрева воздуха	85
4.1. Общие положения	85
4.2. Математическая модель для комплексной оптимизации систем подогрева питательной воды, предварительного подогрева воздуха и утилизации теплоты уходящих газов	88

4.3. Методика учета коррозии в технико-экономических расчетах при выборе температур уходящих газов и предварительного подогрева воздуха	94
Глава пятая. Опыт использования схем предварительного подогрева воздуха при проектировании и модернизации оборудования электростанций	98
5.1. Применение схемы регенеративного подогрева воздуха с экономайзером низкого давления для блоков 210 МВт	98
5.2. Применение схемы регенеративного подогрева воздуха в сочетании с разомкнутой системой пылеприготовления	102
5.3. Каскадный подогрев воздуха на энергоблоках 200 и 300 МВт на твердом топливе	104
5.4. Опыт промышленного использования стеклянных трубчатых воздухоподогревателей	108
5.5. Опыт эксплуатации элементов воздухоподогревателей с водонаполненными трубками, газовыми испарителями и с керамическими пластинами	110
Приложение. Методика определения экономичности при малых изменениях в тепловой схеме турбоустановки	112
Список литературы	115

ЛЕВ ЕФИМОВИЧ АПАТОВСКИЙ
 ВАЛЕНТИНА НИКОЛАЕВНА ФОМИНА
 ВАДИМ АБРАМОВИЧ ХАЛУПОВИЧ

Подогрев воздуха на тепловых электростанциях

Редактор издательства А. А. Кузнецов
 Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак
 Технический редактор Л. В. Порхачёва
 Корректор З. Б. Драновская
 ИБ № 3086

Сдано в набор 11.04.85. Подписано в печать 19.11.85. Т-15479. Формат 84×108¹/₃₂. Бумага № 3. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,30. Усл. кр.-отт. 6,51. Уч.-изд. л. 8,13. Тираж 3200 экз. Заказ 1106. Цена 40 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени
 МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова»
 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28.