

**Л. М. БОЙКОВ, Н. С. НЕЧАЕВ**

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**Теплоэнергетические и теплотехнологические  
установки**

Части II и III

**Санкт-Петербург**

**2017**

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Высшая школа технологии и энергетики**  
Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна

---

**Л. М. БОЙКОВ, Н.С. НЕЧАЕВ**

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**Теплоэнергетические и теплотехнологические  
установки**

Части II и III

**Учебное пособие для студентов вузов**

Санкт-Петербург

2017

УДК 676.621.1 (075.8)

ББК 31. 3

Т 34

**Бойков, Л. М.** Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки. Ч. II и III: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб.: ГУПТД, ВШТЭ. 2017. – 423 с. ISBN 978-5-91646-123-7

В пособии приведено описание конструкции и принципов действия специфического теплоэнергетического и теплотехнического оборудования, которое эксплуатируется на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности. Изложены теория и методы расчета тепломассообмена в энергетических и теплотехнологических процессах и установках.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров по специальности 13.03.01 и 13.03.02 «Теплотехника и теплоэнергетика», для всех форм обучения, а также для студентов неэнергетических специальностей.

Табл. 19. Ил.116. Библиогр.: 66 назв.

Рецензент – д-р техн. наук, профессор ГУПТД, ВШТЭ В. Г. Казаков.

Печатается в авторской редакции.

ISBN 978-5-91646-123-7

© Бойков Л. М., Нечаев Н.С.  
2017

© Санкт-Петербургский  
государственный университет  
промышленных технологий  
и дизайна, 2017

## Предисловие

Современные целлюлозно-бумажные предприятия имеют довольно сложное теплоэнергетическое и теплотехнологическое оборудование, в котором реализуются различные физико-химические процессы, осуществляемые при определенных тепловых режимах. Принципы устройств применяемых для этих целей аппаратов и механизмов зависят от характера протекающих теплотехнологических процессов.

Особенностью этих процессов является непрерывность, быстротечность и большая энерго- и металлоемкость установок.

Большинство целлюлозно-бумажных предприятий находятся в отдаленных районах и оборудуются собственными энергоустановками, принципы работы устройств и система теплораспределения которых неразрывно связаны с технологическими потребителями тепловой энергии. Многие агрегаты предприятий являются энерготехнологическими установками, осуществляющими одновременно с теплотехнологическими процессами выработку энергетического пара. В связи с этим в реальных эксплуатационных условиях все указанные процессы оказываются взаимосвязанными. Поэтому от эксплуатационного персонала требуются разносторонние знания в области технологии, теплотехники и механики.

Учебное пособие включает основы теплотехнологических и теплоэнергетических знаний, необходимых для рациональной эксплуатации оборудования и повышения эффективности его работы. Осуществляемые тепловые процессы основываются на термодинамических и тепломассообменных закономерностях, которые изложены в пособии [3].

## Введение

Производство целлюлозы, бумаги и картона – это последовательно протекающие теплотехнологические процессы, основанные на многократном разбавлении волокнистых материалов с последующим обезвоживанием. Эти процессы связаны с потреблением большого количества воды, сырья, химикатов, природного топлива, тепловой и электрической энергии.

Целлюлозно-бумажная промышленность является быстро развивающейся, наукоемкой отраслью народного хозяйства, базирующейся в основном на импортном оборудовании. В целях освоения технологии новейшего оборудования производится реконструкция действующих бумагоделательных и картоноделательных машин [1–3]. Совершенствование данной отрасли связано с интенсификацией производства, внедрением агрегатов повышенной единичной мощности, увеличением коэффициента использования вторичных низкопотенциальных тепловых ресурсов. Интенсификация тепломассообменных процессов во многих случаях определяет производительность теплотехнологических установок и существенно влияет на показатели качества получаемой продукции. Вместе с тем оптимизация тепловых режимов и регенерация отработанных в теплоиспользующих установках теплоносителей позволяют достичь значительной экономии топлива.

В книге дается анализ эффективности различных методов интенсификации тепломассообменных процессов, направленных на рациональное использование топлива, тепловой и электрической энергии, повышение производительности действующих и вновь проектируемых теплотехнологических установок.

## Часть вторая

# ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

---

## Раздел I. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### Глава 1. ПРОМЫШЛЕННЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

#### 1.1. Общие сведения

*Котельной установкой* называется комплекс сооружений и устройств, предназначенных для выработки пара. Котельная установка состоит из котельного агрегата и вспомогательных устройств.

Технологическая схема котельной установки, работающей на твердом топливе (угле), приведена на рис. 1.1.

В состав *котельного агрегата* входят: топочное устройство (камера с горелками); паровой котел – один из главных элементов котельного агрегата, в котором образуется пар; пароперегреватель, где пар перегревается до заданных параметров; экономайзер, предназначенный для подогрева воды, питающей паровой котел; воздухоподогреватель для подогрева воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива.

*К вспомогательным устройствам* котельной установки можно отнести тягодутьевые (дымососы и вентиляторы), шлако- и золоудаляющие, золоулавливающие устройства, каркас, обмуровку и пр.

В технологическую схему котельной установки входят четыре тракта:

- *топливный тракт* – комплекс элементов котельной установки, в которой осуществляется разгрузка топлива, его подготовка, транспортировка и подача в топочную камеру для сжигания.

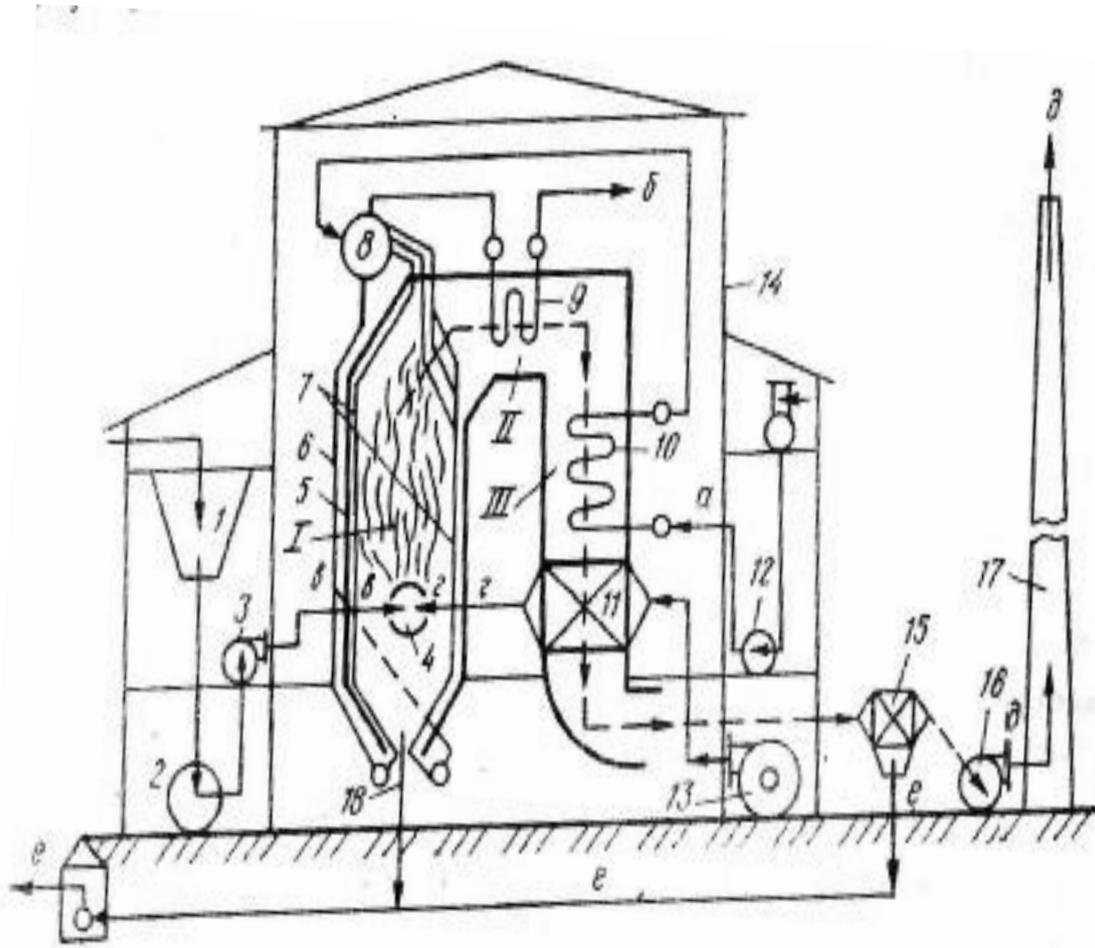


Рис.1.1. Технологическая схема котельной установки:

*a* – водяной тракт; *б* – перегретый пар; *в* – топливный тракт; *г* – путь движения воздуха; *д* – тракт продуктов сгорания; *е* – путь золы и шлака; *I* – топка; *II* – переходной газоход; *III* – опускной газоход; *1* – бункер дробленого угля; *2* – мельница; *3* – вентилятор; *4* – горелка; *5* – стена топки; *6* – опускные трубы; *7* – трубные экраны; *8* – котельный барабан; *9* – пароперегреватель; *10* – экономайзер; *11* – воздухоподогреватель; *12* – питательный насос; *13* – дутьевой вентилятор; *14* – здание котельной; *15* – золоуловитель; *16* – дымосос; *17* – дымовая труба; *18* – гидрозолоудаляющее устройство

Топливный тракт включает приемно-разгрузочное оборудование, оборудование предварительного дробления, конвейеры первого и второго подъемов, галереи, бункер дробленого топлива, углеразмольную мельницу и соединяющие ее пылепроводы с топочной камерой. До бункеров дробленого угля топливо перемещается конвейерами с электроприводом; сопротивление по топливному тракту, начиная с мельницы, преодолевается напором, создаваемым дутьевым вентилятором;

- *водопаровой тракт* – представляет собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется питательная вода, пароводяная смесь и перегретый пар. Водопаровой тракт имеет следующие элементы оборудования: экономайзер, топочные экраны, переходную зону и пароперегреватели. Гидравлическое сопротивление водопарового тракта различно в зависимости от метода генерации пара. В схеме с прямоточными парогенераторами это сопротивление преодолевается за счет напора питательного насоса;

- *воздушный тракт* – комплекс оборудования для приемки и подогрева атмосферного (холодного) воздуха, транспортировки и подачи в топочную камеру. Воздушный тракт включает в себя короб холодного воздуха, воздухоподогреватель (воздушная сторона) и горелочные устройства. Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта преодолевается дутьевым вентилятором;

- *газовый тракт* – комплекс элементов оборудования котельной установки, в которой осуществляется движение продуктов сгорания до выхода в атмосферу; он начинается в топочной камере, проходит через пароперегреватели, переходную зону, экономайзер, воздухоподогреватель (газовая сторона), золоуловитель и

заканчивается дымовой трубой. Аэродинамическое сопротивление газового тракта до дымовой трубы преодолевается дымососом.

Воздушный и газовый тракты соединяются между собой последовательно. Так образуется *газовоздушный тракт*. Переход одного к другому осуществляется в объеме топочной камеры.

Классифицировать котельные установки можно по следующим признакам:

1. По назначению:

а) энергетическая котельная установка, где вся тепловая энергия полученного пара передается в турбину для преобразования ее в механическую, а затем в электрическую энергию (без учета затрат теплоты на собственные нужды);

б) теплоэнергетические, где меньшая часть тепловой энергии в виде теплоносителя (пара или горячей воды) направляется на нужды потребителя (для отопления и выполнения всевозможных технологических процессов); основная часть теплоты затрачивается на получение электрической энергии;

в) отопительные – это местные котельные установки, снабжающие горячей водой группу домов, расположенных вблизи котельной установки.

2. По производительности:

а) низкой производительности – до 30 т/ч;

б) средней производительности – 30–40 т/ч;

в) высокой производительности – 100–140 т/ч;

г) сверхвысокой производительности – 255 т/ч.

3. По давлению пара:

а) низкого давления – до 3 МПа;

б) среднего давления – 10 МПа;

в) высокого давления – 15,5 МПа;

г) сверхкритического давления – 24,5 МПа.

К основным рабочим характеристикам котельной установки относятся:

- паропроизводительность  $D$  (мощность котла), определяемая количеством пара в единицу времени;
- параметры пара (давление и температура перегрева);
- КПД котельного агрегата  $\eta_{к.а.}$ .

## 1.2. Паровой котел и его основные элементы

В соответствии с законами фазового перехода получение перегретого пара характеризуется последовательным протеканием следующих процессов: *подогрев* питательной воды до температуры насыщения, *парообразование*, т. е. генерация насыщенного пара из воды, нагретой до температуры насыщения, и, наконец, перегрев пара до заданной температуры. Эти процессы имеют четкие границы протекания и осуществляются в паровых котлах.

Одна из схем парового котла с естественной циркуляцией приведена на рис. 1.2.

Котел состоит из топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева, находящихся под давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), воздухоподогревателя, соединительных паропроводов и воздухопроводов. Топливо подается к горелкам 7. К горелкам подводится также воздух, предварительно нагретый уходящими из котла газами в воздухоподогревателе 5.

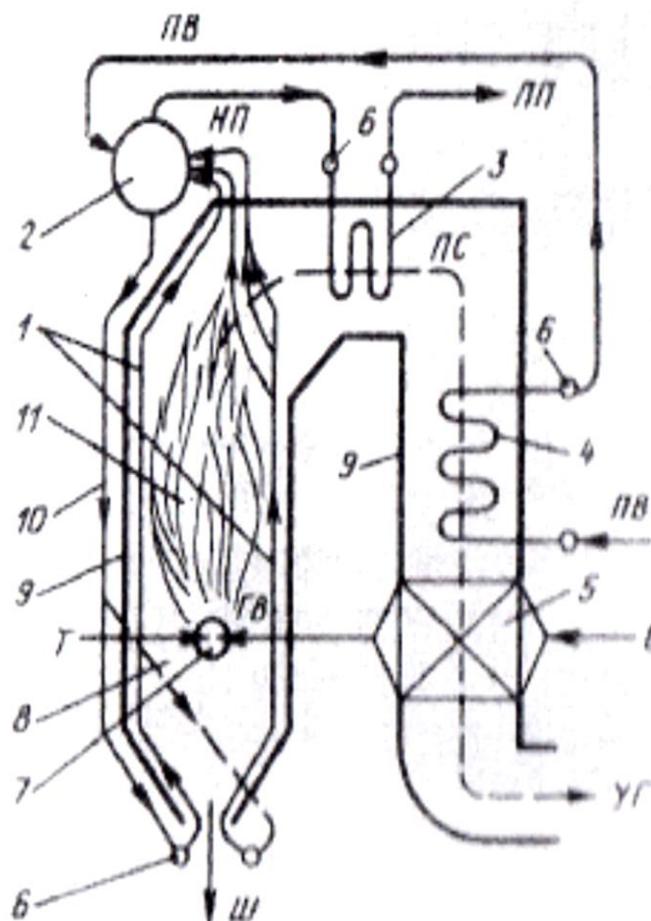


Рис. 1.2. Современный вертикально-водотрубный паровой котел с естественной циркуляцией:

*ПВ* – подача питательной воды; *НП* – линия насыщенного пара;  
*ПП* – отвод перегретого пара; *Т* – подача топлива к горелке; *В* – подвод воздуха к воздухоподогревателю; *ГВ* – горячий воздух; *ПС* – *УГ* – тракт продуктов сгорания топлива и уходящих (из котла) газов; *Ш* – шлак;  
*1* – экранные трубы; *2* – барабан; *3* – пароперегреватель; *4* – водяной экономайзер; *5* – воздухоподогреватель; *6* – коллекторы; *7* – горелка;  
*8* – топка; *9* – контур (стена) топки и газоходов; *10* – опускная труба;  
*11* – излучающий теплоту топочный факел

Топливоздушная смесь, подаваемая горелками в топочную камеру (топку) 8 парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (примерно 1500 °С) факел, излучающий теплоту на трубы 1, расположенные на внутренней поверхности стен топки. Эти испарительные поверхности нагрева называются *топочными экранами*. Отдав часть теплоты экранам, топочные газы с температурой около 1000 °С проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого здесь разведены в два-три ряда (*фестон*), и омывают пароперегреватель 3. Затем продукты сгорания движутся через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой около 130–170 °С.

*Вода*, поступающая в паровой котел, называется *питательной*. Она подогревается в водяном экономайзере 4, забирая теплоту от продуктов сгорания (уходящих газов), экономя тем самым теплоту сожженного топлива. Испарение воды происходит в экранных трубах 1. Испарительные поверхности подключены к барабану 2 и вместе с опускными трубами 10, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют *циркуляционный контур*. В барабане происходит разделение пара и воды, кроме того, большой запас воды в нем повышает надежность работы котла. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в пароперегреватель 3, перегретый пар направляется к потребителю.

Все поверхности нагрева, в том числе и воздухоподогреватель, как правило, трубчатые. Лишь некоторые мощные паровые котлы имеют воздухоподогреватели иной конструкции. Нижнюю трапециевидную часть топки котельного агрегата называют *холодной воронкой*. В ней

охлаждается выпадающий из факела частично спекшийся зольный остаток, который в виде *шлака* проваливается в специальное приемное устройство. Газомазутные котлы не имеют холодной воронки.

*Газоход*, в котором расположены водяной экономайзер и воздухоподогреватель, называют *конвективным* (конвективная шахта). В нем теплота передается воде и воздуху в основном конвективным способом. Поверхности нагрева, встроенные в этот газоход и называемые также *хвостовыми*, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от 500–700 °С после пароперегревателя почти до 130 °С, т. е. полнее использовать теплоту сжигаемого топлива.

Вся трубная система и барабан котла поддерживаются *каркасом*, состоящим из колонн и поперечных балок. Топка и газоходы защищены от наружных потерь теплоты *обмуровкой* – слоем огнеупорных и изоляционных материалов. С наружной стороны обмуровки стенки котла имеют *газоплотную обшивку стальным листом* с целью предотвращения присосов в топку избыточного воздуха и выбивания наружу запыленных частиц продуктов сгорания, содержащих токсичные компоненты. Для повышения надежности работы котла в ряде случаев движение воды и пароводяной смеси в циркуляционном контуре (барабан – опускные трубы – нижний коллектор – подъемные трубы – барабан) осуществляется принудительно (насосом). Это котлы с многократной принудительной циркуляцией.

К более совершенным конструкциям котлов относятся конструкции *прямоточных котлов* с принудительным движением воды, (при помощи питательного насоса) пароводяной смеси и перегретого пара. Для этих котлов необходимость в барабане отпадает, и он не устанавливается. По прямоточной схеме работают также практически все водогрейные котлы, не имеющие ни испарительных, ни

перегревающих поверхностей. Основные схемы движения потока воды, пароводяной смеси, пара в современных котельных агрегатах показаны на рис. 1.3.

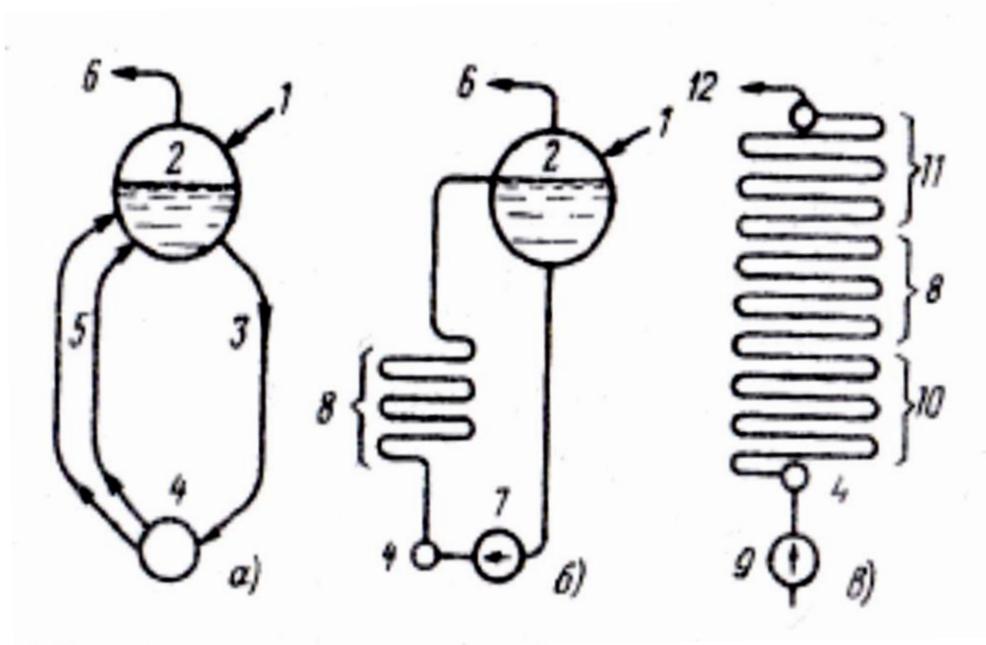


Рис. 1.3. Схема движения воды, пароводяной смеси и пара в котельном агрегате:

*а* – естественная циркуляция; *б* – многократная принудительная циркуляция; *в* – прямоточное движение:

*1* – подвод питательной воды; *2* – барабан; *3* – необогреваемые опускные трубы; *4* – нижний коллектор; *5* – обогреваемые подъемные трубы (экраны); *6* – отвод насыщенного пара; *7* – циркуляционный насос; *8* – испарительная поверхность; *9* – питательный насос;

*10* – экономайзерная часть поверхности нагрева;

*11* – пароперегревательная часть поверхности нагрева;

*12* – отвод перегретого пара

В газоходах и топке котла за счет тяги специально устанавливаемого *дымососа* поддерживается разрежение. Оно не позволяет продуктам сгорания выбиваться в атмосферу котельного цеха через возможные неплотности обмуровки, через лючки и лазы.

Паровые котлы оснащаются системами дистанционного управления и автоматизации, обеспечивающими надежную, безопасную и экономичную их работу.

### **1.3. Поверхности нагрева паровых котлов**

#### ***1.3.1. Испарительные поверхности котла***

Основной испарительной поверхностью нагрева в современных паровых котлах являются *экраны*, расположенные в топке. Экраны изготавливаются в виде отдельных панелей, состоящих из вертикальных стальных труб с внутренним диаметром 40–80 мм, объединенных общими коллекторами. Зазор между трубами обычно составляет 4–6 мм. Экранные панели монтируются на стенках топки и крепятся к каркасу котельного агрегата. Нижние коллекторы соединены с барабаном котла теплоизолированными опускными трубами, закрепленными вертикально снаружи топки. Верхние коллекторы экранов также соединены с барабаном. Часть экранных труб соединена с барабаном непосредственно. Таким образом, образуется замкнутый циркуляционный контур. Каждый элемент воды, подаваемый в котельный барабан, до полного испарения многократно проходит по циркуляционному контуру. Вследствие этого количество воды, проходящей в циркуляционном контуре, в несколько раз больше количества воды, поступающей в котел; называется *кратностью*

циркуляции, которая находится в пределах  $K = 10-20$ . Поддержание данной кратности циркуляции устраняет вероятность местного перегрева и разрыва экранных труб. Обеспечение заданной кратности циркуляции воды достигается определенной расчетной высотой экранных труб.

### 1.3.2. Пароперегреватель

Пароперегреватель служит для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Современные паровые котлы оборудуются пароперегревателями (рис. 1.4), состоящими из конвективных трубных змеевиков 1 и радиационно-конвективных ширм 2, а также радиационной части 3, расположенной на потолке газохода.

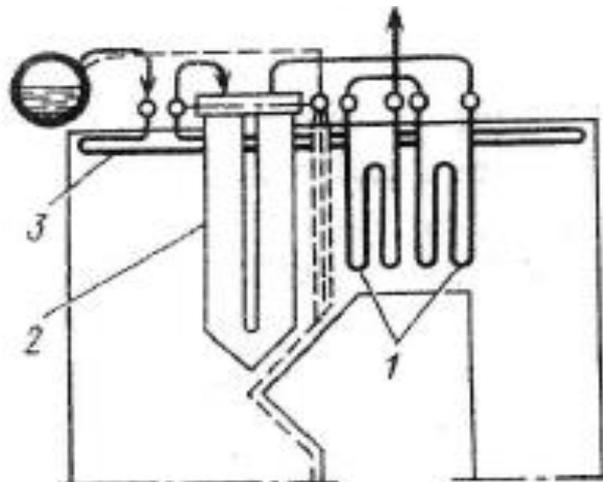


Рис. 1.4. Схема пароперегревателя

Насыщенный пар, удаляемый из барабана, последовательно проходит в трубах потолочного экрана, ширм, в змеевиках конвективного пароперегревателя и нагревается до заданной температуры. Между отдельными частями конвективного

пароперегревателя расположен автоматический регулятор температуры перегретого пара, основанный на впрыске питательной воды в поток пара. Вода при испарении отнимает часть теплоты у пара и снижает его температуру.

### ***1.3.3. Водяной экономайзер***

Питательная котловая вода перед подачей в котел подвергается обессоливанию и предварительному нагреву паром, который отводится из отборов турбин, до температуры 200–215 °С.

Устройство водяного экономайзера показано на рис. 1.5.

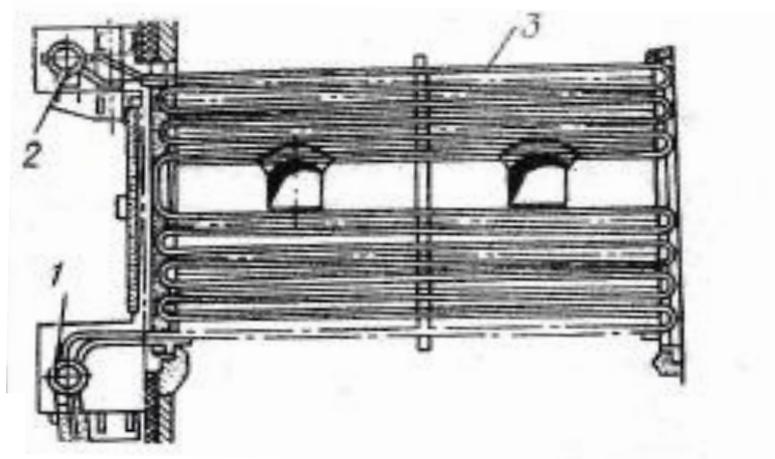


Рис. 1.5. Водяной экономайзер с параллельным включением ряда змеевиков:

*1* – входная камера; *2* – выходная камера; *3* – змеевики экономайзера

Экономайзер является типичным газо-водяным теплообменником, изготовляемым из труб малого диаметра  $d_H = 28–38$  мм. Трубы изгибаются в виде многоходовых панелей (змеевиков) *3*, включаемых

своими концами в коллекторы *1* и *2*. При помощи коллекторов змеевики собираются в пакеты высотой 1 м с поперечным шагом  $S_2 \cong 1,25 d_H$ . Между пакетами по высоте делают разрывы размером 500–600 мм. Так как интенсивность теплопередачи в экономайзере лимитируется коэффициентом теплообмена на газовой стороне, то с целью интенсификации в некоторых конструкциях применяют плавниковые трубы. В последнее время экономайзеры изготавливают также в форме мембран, состоящих из трубок, соединенных плоскими пластинками.

#### ***1.3.4. Воздухоподогреватель***

Наиболее распространенным является трубчатый воздухоподогреватель, схема которого показана на рис. 1.6.

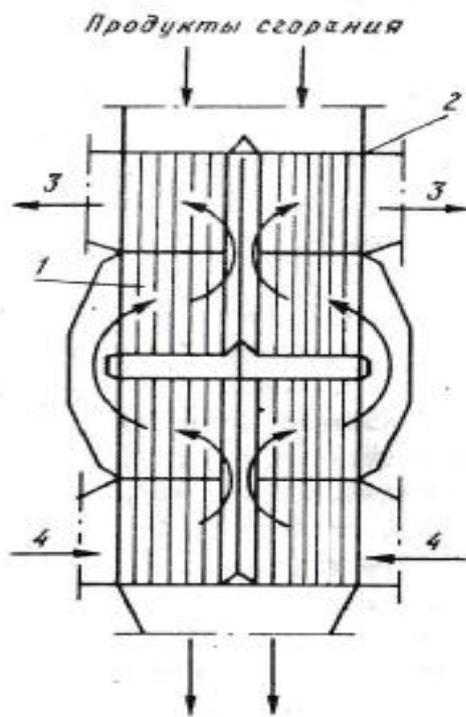


Рис. 1.6. Схема компоновки воздухоподогревателя

Рекуперативный воздухоподогреватель (см. рис. 1.6) состоит из вертикальных труб 1 с наружным диаметром 30–40 мм. Концы труб свариваются в трубные доски 2. Внутри труб движутся дымовые газы, а снаружи поперечным потоком проходит нагреваемый воздух.

В воздухоподогревателях большой теплопроизводительности воздух движется в межтрубном пространстве в два или четыре параллельных хода воздуха. Нагреваемый воздух подается в воздухоподогреватель из коробов по патрубкам 4 и выходит в короба нагретого воздуха 3.

## **Глава 2. КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ**

### **2.1. Паровые котлы**

На предприятиях крупных промышленных районов пароснабжение осуществляется от районных тепловых электростанций (ТЭС). Вместе с тем многие предприятия имеют собственные котельные, в которых вырабатывается технологический пар низкого давления.

Целлюлозно-бумажные комбинаты большей частью расположены в небольших промышленных центрах и, как правило, оборудуются собственными электростанциями средней мощности, на которых устанавливаются котельные агрегаты с естественной циркуляцией низкого и среднего давления. Наиболее широкое применение имеют газомазутные котлы производительностью по пару от 75 до 420 т/ч и давлением пара от 4 до 14 МПа. На ряде предприятий паровые котлы работают на твердом топливе при давлении пара 10 МПа (Е-220-100).

На рис. 2.1. представлена конструкция котельного агрегата ГМ-50-1, работающего с производительностью по пару 50 т/ч и параметрами перегретого пара:  $P_{п.п} = 4$  МПа и  $t_{п.п.} = 440$  °С.

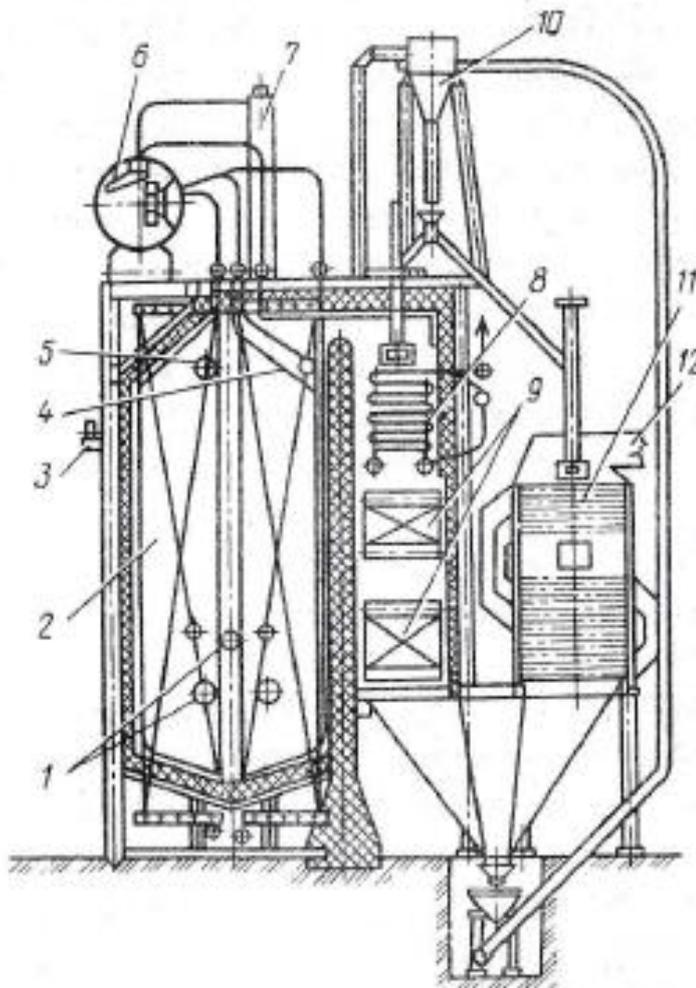


Рис. 2.1. Схема газомазутного котла ГМ-50-1

Котел однобарабанный, блочной конструкции, выполнен по П-образной схеме с выносным воздухоподогревателем.

Топка котла 2 полностью экранирована и оборудована газомазутными горелками 1 и регулировочными мазутными

форсунками 3. Трубы заднего экрана 4 в верхней части разделены в виде *фестона* с целью создания выходного газохода. Топка оборудована взрывным клапаном 5, поглощающим взрывную волну, которая может возникнуть при нарушении топочного режима. Экранные трубы в верхней части объединены котельным барабаном 6. Снаружи котла установлены паросепарационные циклоны 7, включенные в общую систему циркуляции. В опускном газоходе расположены конвективный пароперегреватель 8 и два пакета водяного экономайзера 9. Опускной газоход оборудован дробеочисткой 10. Воздухоподогреватель 11 установлен в отдельном газоходе, после чего дымовые газы удаляются из котла по газоходу 12. Элементы котла скреплены каркасом, опирающимся на опорные колонны.

Аналогичную конструкцию имеют газомазутные котлы типа ГМ-75. Паровые котлы данного типа устанавливаются на небольших предприятиях, на которых пар вырабатывается для снабжения теплотехнологических установок. На крупных целлюлозно-бумажных предприятиях, имеющих собственные электростанции, установлены более мощные газомазутные котлоагрегаты, вырабатывающие пар высокого давления,  $P_{п} = 10$  и  $14$  МПа. Выработываемый пар направляется в турбогенераторы. Технологический пар отбирается из турбогенераторов посредством промежуточных регулируемых отборов при давлении, необходимом для осуществления теплотехнологических процессов.

На рис. 2.2 приведена схема газомазутного котлоагрегата типа ТГМ-84Б паропроизводительностью 420 т/ч при параметрах перегретого пара:  $P_{п.п} = 13,7$  МПа  $t_{п.п.} = 545$  °С.

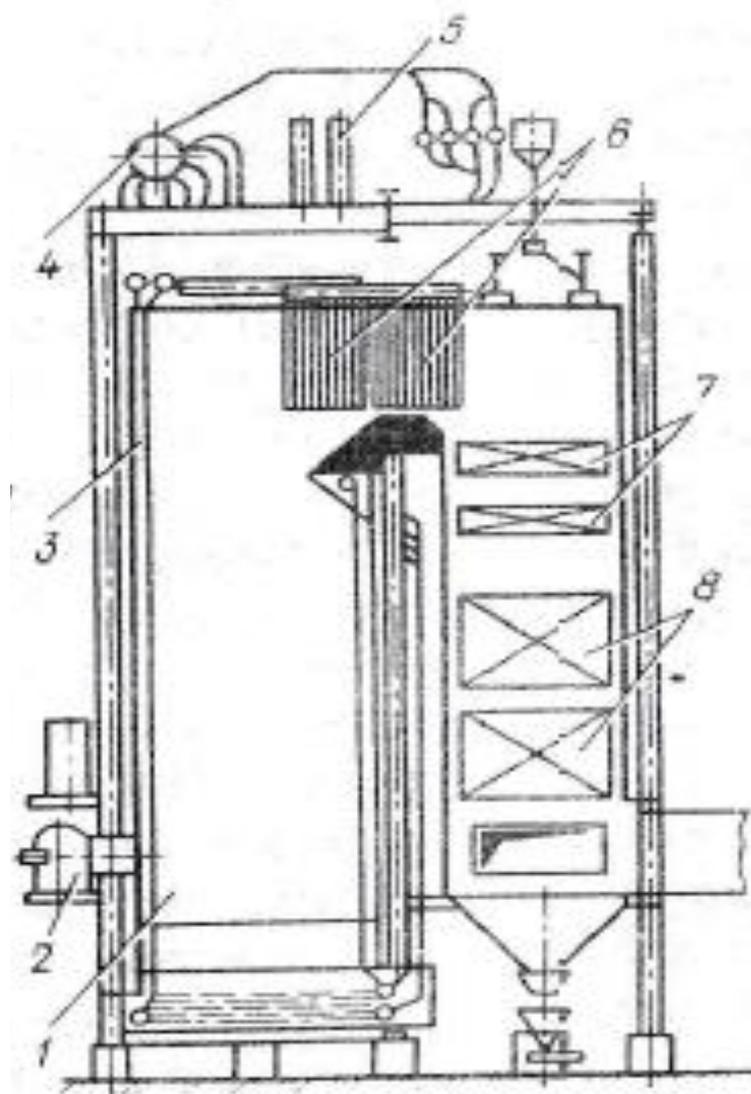


Рис. 2.2. Газомазутный паровой котел ТГМ-84Б

Гидравлическая схема котла основана на принципе естественной циркуляции. Конструктивно данный агрегат отличается от котла ГМ-50-1 в основном лишь габаритными размерами.

Топка котла 1 разделена в поперечном направлении на две симметричные камеры двусветным экраном. Топочные газомазутные

горелки 2 расположены в два ряда. Пар, получаемый в экранах 3, отделяется от воды в барабане 4 и после очистки от капель воды в выносных сепараторах 5 поступает в ширмовую поверхность 6, а затем в конвективную часть 7 пароперегревателя. В опускном газоходе расположен водяной экономайзер кипящего типа 8, в котором вода нагревается от 230 °С до температуры кипения 335 °С. Воздух нагревается до температуры 250 °С в выносном регенеративном воздухоподогревателе.

Топка оборудована четырьмя или шестью газомазутными горелками при общем расходе мазута около 29 000 кг/ч или при работе на газе 30 000 м<sup>3</sup> газа в час. Температура уходящих газов при работе на мазуте составляет 150 °С, а при работе на газе – 130 °С. КПД котла брутто – 92,5%.

Одним из распространенных типов пылеугольных котлоагрегатов является паровой котел среднего давления типа ТП-230Б (рис. 2.3 и 2.4), являющийся одной из модификаций агрегатов производительностью 230 т/ч при давлении 9,81 МПа и температуре перегрева 510 °С. Топка 1 рассчитана на сухое золоудаление. По углам топки в четыре ряда расположены пылеугольные горелки 2. Двухступенчатый конвективный пароперегреватель 4 находится за фестом 3.

Хвостовые поверхности нагрева размещены в опускном газоходе «в рассечку». В верхней части газохода встроены выходные ширмы экономайзера 5. Основная часть экономайзера 7, в которую подается питательная вода, расположена между двумя ступенями 6 и 8 трубчатого воздухоподогревателя. Экраны 11 выполнены из труб

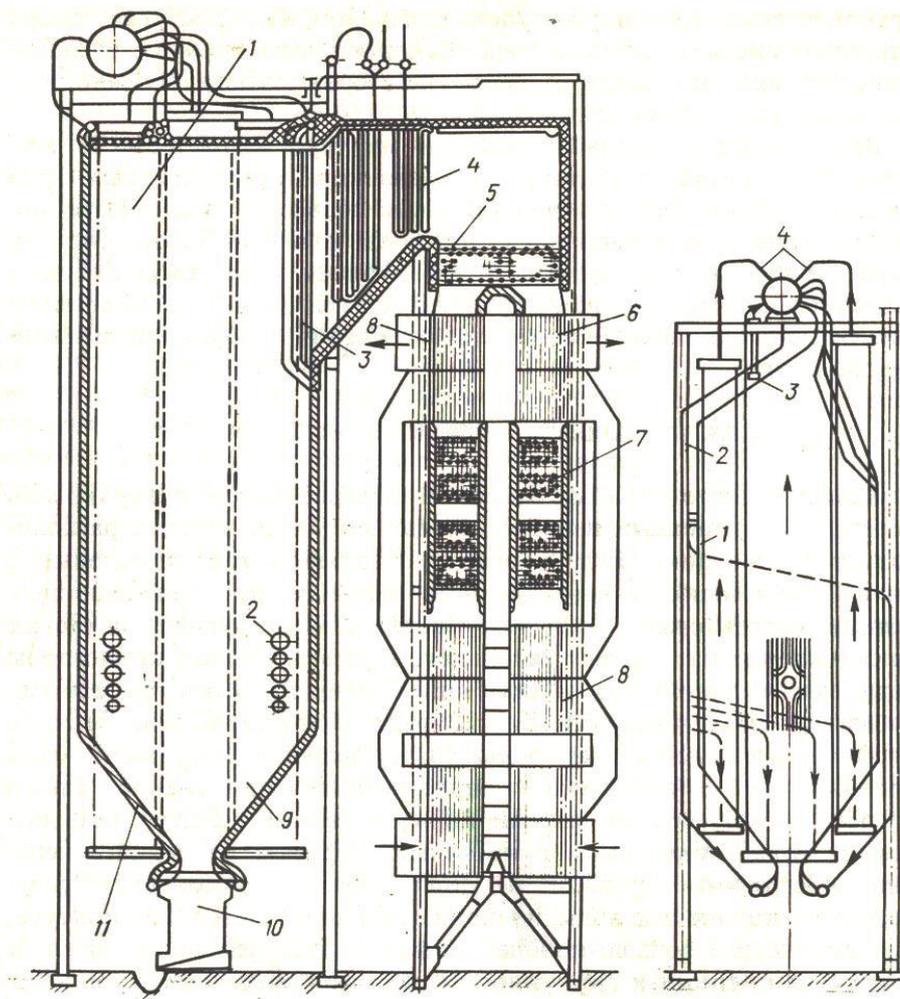


Рис. 2.3. Барабанный котлоагрегат типа ТП-230Б

Рис. 2.4. Схема экранов барабанного парового котла среднего давления

диаметром 76 мм с шагом 95 мм. Диаметр барабана составляет 1500 мм. В целях снижения солесодержания пара на выходе из барабана предусмотрено разделение водяного объема барабана на две части.

Часть испарительных экранов включена в первую ступень испарения, куда поступает также питательная вода из экономайзера. Основная часть экранов, расположенных на боковых стенах, включена во вторую ступень испарения, соединенную с выносными циклонами.

Воздухоподогреватель изготовлен из стальных труб диаметром 40 мм. Водяной экономайзер состоит из змеевиков горизонтальных труб диаметром 38 мм. Топка в нижней части переходит в холодную воронку 9, из которой оплавленная часть золы (шлак) попадает в систему гидрозолоудаления 10. Вместе с тем большая часть золы в сухом пылевидном состоянии выносится дымовыми газами в хвостовую часть котла, где улавливается специальными золоулавливающим устройствами.

Рассмотренная выше схема котельной установки основана на применении паровых котлов с естественной циркуляцией кипящей воды в испарительном контуре.

Вместе с тем в энергетике широко используют высокопроизводительные котельные агрегаты, основанные на *прямоточном принципе движения воды и пара* в парообразующем контуре (рис. 2.5). Так же, как и в котлах с естественной циркуляцией, водяной экономайзер расположен в опускном газоходе, а испарительная часть – в топке котла. Однако устройство испарительного контура и движение воды и пара в нем принципиально отличаются от котлов, основанных на принципе естественной циркуляции испаряющейся воды. Прямоточные котлы не имеют сепарационного барабана.

Основные испарительные экраны 3, 4, 9 выполнены в виде трубных змеевиков, расположенных по стенам топки. Из испарительных экранов пароводяная смесь поступает в переходную зону 8, расположенную в верхней части опускного газохода, где вода полностью переходит в насыщенный или слабо перегретый пар.

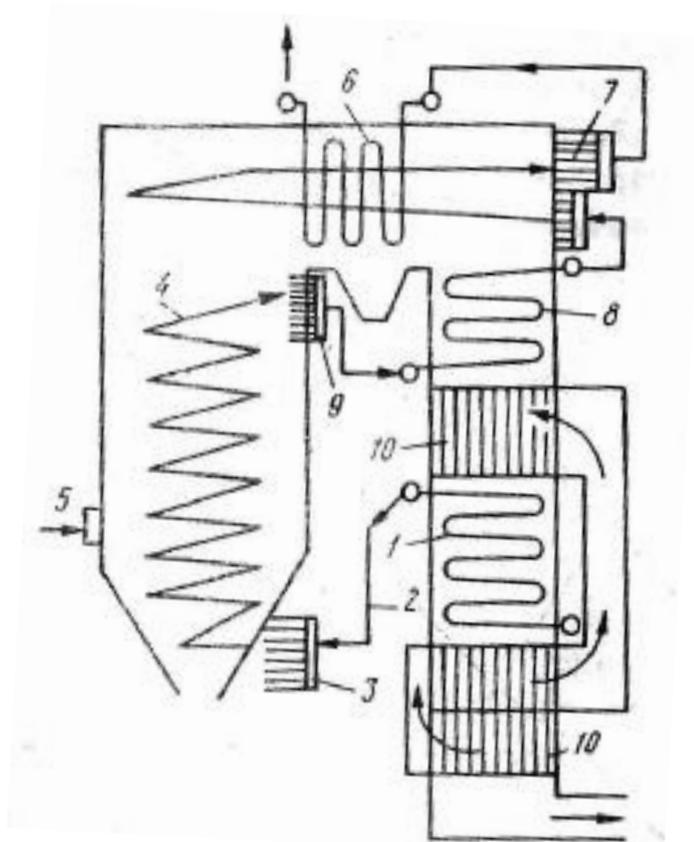


Рис. 2.5. Схема прямоточного парогенератора

Основной перегрев пара осуществляется в двухступенчатом пароперегревателе, состоящем из настенных экранов 7 и в конвективной части 6, расположенной в переходном газоходе котла. Движение воды и пара в парообразующем контуре осуществляется за счет напора, создаваемого питательными насосами, нагнетающими воду в экономайзер 1 и далее по трубам 2 в испарительные змеевики. Воздух и дымовые газы движутся по обычной схеме. Воздух, нагнетаемый вентилятором в воздухоподогреватель 10, нагревается до температуры, соответствующей сжигаемому виду топлива, и подается в горелку 5.

Прямоточные паровые котлы [5, 14, 39, 41] отличаются большой

устойчивостью и равномерностью движения воды в парообразующей трубной системе, при высоких давлениях дают возможность выпускать агрегаты большой паропроизводительности. Прямоточные парогенераторы рассчитаны на высокие и сверхвысокие параметры пара и устанавливаются большей частью на современных блочных электростанциях. Прямоточные котлы рассчитаны на высокую паропроизводительность от 640 до 2500 т/ч при давлении пара от 14 до 25,5 МПа.

У барабанных котлов с естественной циркуляцией паропроизводительность составляет 25–640 т/ч при давлении пара от 1,4 до 14 МПа.

Основным типом паровых котлов малой производительности, широко распространенных в различных отраслях промышленности, на транспорте, в коммунальном и сельском хозяйстве (пар используется для технологических и отопительно-вентиляционных нужд), а также на электростанциях малой мощности, являются вертикально-водотрубные котлы ДКВР производства Бийского котельного завода. Котлы этого типа выпускаются производительностью от 2,5 до 20 т/ч насыщенного или перегретого пара при давлении 1,4; 2,35 и 3,9 МПа и температуре до 440°С. Котлы ДКВР (рис. 2.6) являются унифицированными транспортабельными и поставляются заказчику: малые – в собранном виде (трия крупными блоками), повышенной производительности.

Основные отличия поверхностей нагрева котлов ДКВР состоят в изменении размеров барабанов, уменьшении шагов кипяtilьных труб, сокращении габаритных размеров. Котлы ДКВР предназначены для работы на различных видах топлива, начиная от древесных отходов и кончая антрацитом марки АС.

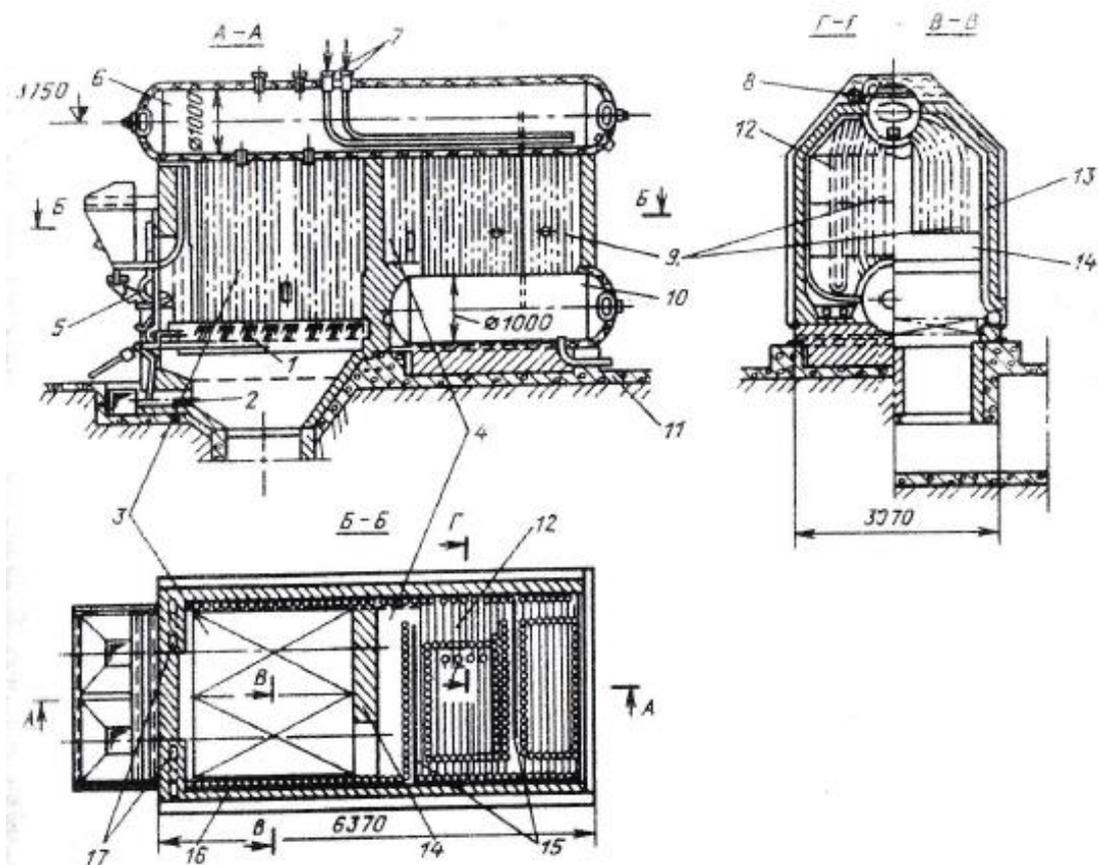


Рис. 2.6. Котел ДКВР 6,5-13-250 со слоевой топкой для сжигания твердого топлива (производительностью 6,5 т пара в час с избыточным давлением 1,3 МПа и температурой 250 °С):  
 1 – колосниковая решетка; 2 – канал подвода воздуха; 3 – топка;  
 4 – камера дожигания; 6 – верхний барабан; 7 – трубы подвода питательной воды; 8 – труба отвода перегретого пара из пароперегревателя;  
 9 – кипяtilьные трубы; 10 – нижний барабан; 11 – труба для продувки; 12 – трубы пароперегревателя; 13 – трубы бокового экрана;  
 14 – задняя стенка топки с окном для выхода топочных газов;  
 15 – перегородки; 16 – обмуровка; 17 – опускные трубы

ДКВР – двухбарабанные котлы с естественной циркуляцией и экранированной топочной камерой.

Барабаны расположены вдоль оси котла, между ними размещен пучок кипяtilьных труб. Движение топочных газов – горизонтальное, с поперечным движением дымовых газов относительно труб и поворотами. Повороты топочных газов обеспечиваются установкой перегородок, первая из которых выполнена из шамотного кирпича, вторая – из чугуна. Боковые экранные трубы верхними концами закреплены в верхнем барабане, нижние концы экранных труб приварены к нижним коллекторам. Передние опускные трубы, расположенные в обмуровке, являются также дополнительной опорой верхнего барабана. Пароперегреватель, если он имеется, расположен вместо части труб кипяtilьного пучка (обычно первого газохода). Вход пара в пароперегреватель осуществляется непосредственно из барабана, выход – в паровой коллектор, расположенный над перекрытием топки.

Температура уходящих газов может достигать 400 °С. Поэтому за котлом часто устанавливают водяной экономайзер либо трубчатый воздухоподогреватель. Это позволяет повысить КПД котла до 90,5 %.

Характеристика котлов ДКВР приведена в табл. П. 4.1, прил. П.4.

Характеристика котлов ДЕ приведена в табл. П. 4.2, прил. П.4.

## **2.2. Водогрейные котлы**

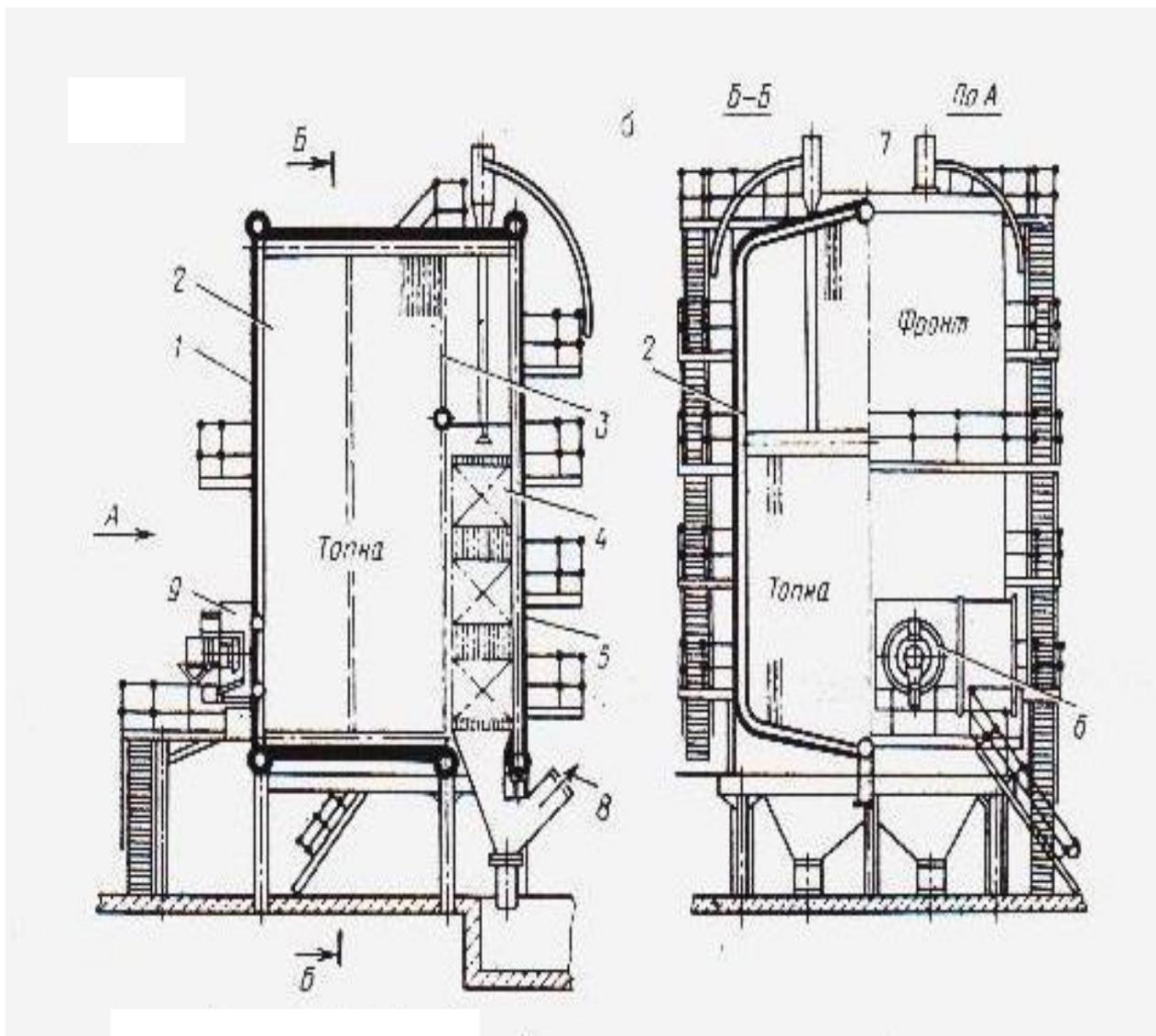
Водогрейные котлы предназначены для нагрева воды с целью отопления и использования ее для бытовых нужд. Обычно воду тепловой сети подогревают от 70–104 до 150–170 °С.

В последнее время имеется тенденция к повышению ее температуры до 180–220 °С. Столь высокий уровень нагрева воды позволяет передать потребителю достаточно большое количество теплоты относительно малым расходом воды. Котлы работают по прямоточной схеме с постоянным расходом воды, а количество передаваемой теплоты регулируется (в зависимости от погодных условий) температурой ее нагрева.

Во избежание конденсации водяных паров из уходящих газов и связанной с этим наружной коррозией поверхностей нагрева температура воды на входе в котел должна быть выше точки росы для продуктов сгорания. В этом случае температура стенок труб в месте ввода воды также будет не ниже точки росы. Поэтому температура воды на входе не должна быть ниже 60 °С при работе на природном газе, 70 °С при работе на малосернистом мазуте и 110 °С при использовании высокосернистого мазута. Поскольку в теплосети вода может охлаждаться до температуры ниже 60 °С, перед входом в водогрейный котел к ней подмешивается некоторое количество уже нагретой в котле (прямой) воды.

Водогрейные котлы выпускаются Дорогобужским котельным заводом унифицированной серии П-образных водогрейных котлов теплопроизводительностью от 4,6 до 210 МВт (от 4 до 180 Гкал/ч) для сжигания мазута, газа и твердого топлива. Освоен выпуск газомазутных водогрейных котлов типа КВ-ГМ теплопроизводительностью ~ 4,65; 7,5; 11,6; 23; 35; 58; 116; 208,8 МВт (4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100; 180 Гкал/ч).

На рис. 2.7 представлена конструкция водогрейного газомазутного котла типа КВ-ГМ-50.



а)

б)

Рис. 2.7. Водогрейный газомазутный котел типа КВ-ГМ-50:

а – продольный разрез; б – поперечный разрез:

- 1 – передний экран; 2 – боковой экран; 3 – промежуточный экран;  
 4 – конвективные пакеты; 5 – задний экран; 6 – газомазутная горелка;  
 7 – дробеочистительная установка; 8 – выход топочных газов;  
 9 – вход вторичного воздуха

Характеристика котлов КВ-ГМ приведена в табл. П.4.3, прил. П.4. Конструкция прямоточного водогрейного котла унифицированной серии П-образная, бескаркасная, с облегченной обмуровкой, укрепляемой на экранных трубах. Площадки обслуживания крепятся к самостоятельным металлоконструкциям, опирающимся на портал котла. Котел рассчитан на работу с дымососной тягой и допускает изменение нагрузки от 20 до 100 %. Вход и выход сетевой воды осуществляется через нижние камеры фронтального и заднего экранов диаметром  $273 \times 10$  мм. Конструкция котла допускает перестройку гидравлической схемы с двухпоточной (основной) на четырехпоточную (пиковую). При четырехпоточной схеме через котел можно пропускать примерно вдвое больше воды при сохранении расчетной теплопроизводительности котла.

Все экраны топочной камеры котла и задний экран выполнены из труб диаметром 60 мм с шагом 64 мм. Конвективная поверхность нагрева состоит из трех пакетов-ширм (U-образные змеевики) диаметром 28 мм, расположенных параллельно фронту котла. Ширмы, составляющие пакет конвективной поверхности нагрева, свариваются в трубы-стояки диаметром 83 мм, размещаемые на боковых стенках конвективной шахты. Пакеты ширм образуют пучки с шахматным расположением труб при  $S_1 = 64$  мм и  $S_2 = 40$  мм. Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева топочной камеры котла производительностью 58 МВт составляет  $245 \text{ м}^2$ . Суммарная конвективная поверхность пучка –  $1223 \text{ м}^2$ .

Котел оборудован двумя ротационными газомазутными горелками типа РГМГ-20, производительностью по мазуту 2570 кг/ч, по

природному газу 2630 м<sup>3</sup>/ч. Горелка РГМГ-20 оборудована ротационной форсункой Р-2000 завода «Ильмарине». Привод мазутных форсунок от электродвигателей мощностью 2,2 кВт и числом оборотов 2860 об/мин.

Требуемое давление мазута перед горелкой ~ 0,2 МПа, а давление газа – ~ 0,03 МПа. Горелки устанавливаются на коробе вторичного дутья, который крепится к вертикальным камерам фронтального экрана. Из этого короба вторичный воздух поступает в регистры горелок. Ротационные газомазутные горелки требуют также подвода первичного воздуха с напором ~ 8500–9000 Па, который подается от высоконапорного вентилятора 19ЦС-63.

Котлы, работающие на мазуте, оборудуются дробеструйной установкой для удаления наружных отложений с конвективных поверхностей нагрева. Обмуровка котла облегченная, толщиной 110 мм.

### **2.3. Котлы-утилизаторы**

Для использования теплоты отходящих газов различных технологических установок, в том числе и печей, применяются котлы-утилизаторы, вырабатывающие, как правило, пар. При высоких температурах газов (более 900 °С) эти котлы снабжаются радиационными (экранными) поверхностями нагрева и имеют такую же компоновку, как и обычный паровой котел, только вместо топки имеется радиационная камера, в которую снизу входят газы. Воздухоподогреватель отсутствует, если нет необходимости в горячем воздухе для нужд производства. Газы сначала охлаждаются в радиационной камере, как в топке «обычного» котла. Большой

свободный объем этой камеры позволяет иметь повышенную толщину излучающего слоя и, как следствие, повышенную степень черноты газов. Поэтому здесь преобладает передача теплоты излучением.

Первичное охлаждение газов в свободном от змеевиков объеме необходимо для затвердевания уносимых из печи расплавленных частиц шлака или технологического продукта до того, как они прилипнут к холодным змеевикам и затвердеют на них.

Если отходящий из технологических установок газ не содержит горючих компонентов, то такой котел горелочных устройств не имеет. Эти котлы работают с естественной или принудительной циркуляцией и имеют практически все детали описанных выше котельных агрегатов.

При конструировании котлов, использующих тепловые отходы, следует учитывать содержащиеся в горючих газах агрессивные компоненты, например сернистые газы, поступающие из печей обжига серосодержащего сырья. При наличии в подводимых к котлу технологических газах горючих составляющих организуется их предварительное дожигание в радиационной камере.

При температурах ниже 900 °С в котлах-утилизаторах обычно используются только конвективные поверхности нагрева. Эти агрегаты радиационной камеры не имеют, а целиком выполняются из змеевиков.

В настоящее время выпускается серия унифицированных котлов типа КУ (КУ-125; КУ-100-1; КУ-80-3; КУ-60-2), устанавливаемых за печами заводов черной металлургии. Первая цифра в маркировке означает максимальный часовой расход газов через котел (тыс. м<sup>3</sup> при нормальных условиях). Температура газов на входе 650–850 °С. Параметры вырабатываемого пара: давление 1,8–45 МПа,

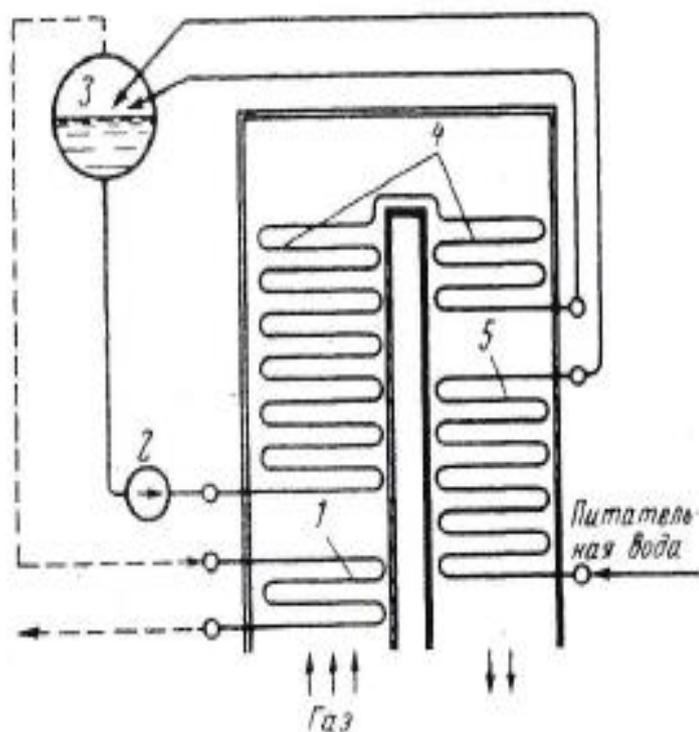


Рис. 2.8. Упрощенная схема котла-утилизатора серии КУ, устанавливаемого за печами заводов черной металлургии

температура 365–385 °С. Производительность котла КУ-125, например, составляет 27–41 т пара в час.

Все котлы этой серии, как и большинство других змеевиковых утилизаторов, работают с многократной принудительной циркуляцией воды через испарительные поверхности (рис. 2.8). Вода, подогретая в водяном экономайзере 5, подается в барабан 3, откуда забирается циркуляционным насосом 2 и прокачивается через испарительные змеевики 4. Затем пароводяная смесь возвращается в барабан, где пар отделяется от воды. Вода направляется в циркуляционный насос, а отсепарированный пар – в пароперегреватель 1, который установлен в зоне повышенной температуры газов.

### Глава 3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Тепловой баланс парового котла характеризуется равенством между количествами подведенной (располагаемой) и расходуемой теплоты. Располагаемая теплота [22, 38] определяется по уравнению

$$Q_p^p = Q_H^p + c_T t_T + Q_\phi,$$

где  $Q_H^p$  — низшая теплота сгорания единицы топлива в рабочем состоянии;  $c_T$  и  $t_T$  — теплоемкость и температура топлива;  $Q_\phi$  — физическая теплота холодного воздуха.

Обычно тепловой баланс котла составляют на единицу сжигаемого топлива (1 кг твердого или жидкого, либо 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива при нормальных условиях). С учетом этого и пренебрегая физической теплотой топлива и холодного воздуха, можно записать выражение

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}; \quad Q_{\text{прих}} = Q_H^p.$$

Часть теплоты, затрачиваемая на подогрев, испарение воды и перегрев пара составляет использованную теплоту  $Q_1$ , остальное количество теплоты — потери. В итоге уравнение теплового баланса котла будет иметь вид

$$Q_H^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

где  $Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$  — потери теплоты, соответственно с уходящими газами; от химической полноты сгорания топлива; механического

недожога; через ограждения топки и конвективных газоходов; с уносимыми из топки золой и шлаком.

В процентах от располагаемой теплоты  $Q_H^p$  тепловой баланс может быть записан в виде

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6.$$

Потеря теплоты с золой и шлаком  $q_6$  имеет место при сжигании твердого топлива. При камерном сжигании пылевидного топлива с сухим золоудалением относительное значение  $q_6$  мало и может не учитываться.

Тепловой баланс парового котла с обозначением основных составляющих приходной и расходной частей приведен на рис. 3.1.

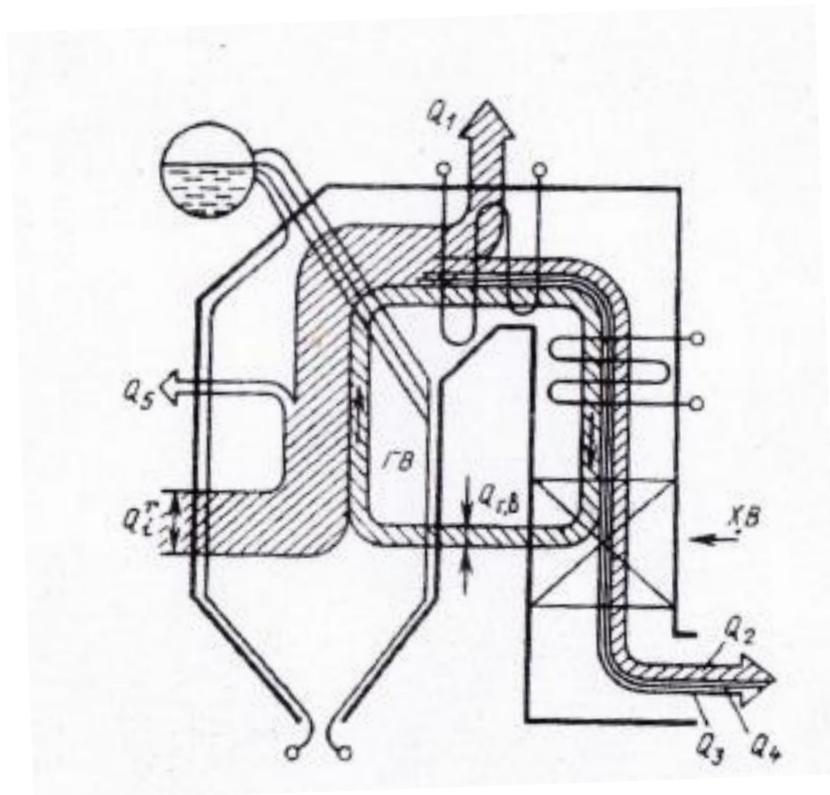


Рис. 3.1. Тепловой баланс парового котла:

$XB, GB$  – холодный и горячий воздух

Замкнутый контур на рисунке представляет теплоту горячего воздуха  $Q_{Г.В}$ , забираемую от продуктов сгорания при относительно низкой температуре и передаваемую в топку.

*Доля теплоты, использованной в котельном агрегате (переданной воде и пару), есть коэффициент полезного действия брутто  $\eta_K$ . Так называют КПД, подсчитанный без учета энергии на собственные нужды.*

Таким образом, КПД брутто котельного агрегата, %,

$$\eta_K = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_H^p} = q_1$$

или

$$\eta_K = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6).$$

КПД не учитывают затрат энергии на собственные нужды котельной (на привод насосов, вентиляторов, дымососов, транспорт топлива и др.), достигающих 5–6 %.

Количество теплоты  $Q_1$ , воспринятой водой и паром в котле, может быть определено из уравнения

$$Q_1 = D (i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пр} (i_{к.в} - i_{п.в}),$$

где  $i_{пе}$ ,  $i_{к.в}$  и  $i_{п.в}$  – энтальпии перегретого пара, котловой и питательной воды (табл. П.2.1 и табл. П.2.2, прил. П.2);  $D_{пр}$  – расход продувочной воды.

Значение продувки  $D_{пр}$  для паровых котлов промышленных предприятий доходит до 3–5 % его производительности  $D$ ; для

парогенераторов конденсационных электростанций значение продувки не превышает 1–2 % от  $D$ .

Расход топлива на паровой котел находится по уравнению

$$B = \frac{D (i_{\text{пе}} - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}}}.$$

Величина  $\eta_{\text{к}}$  взята здесь в долях от единицы.

Современные котлы являются довольно совершенными агрегатами. Их КПД брутто находится в диапазоне значений 91–93 %. Разрабатываются также мероприятия по дальнейшему снижению тепловых потерь и повышению КПД паровых котлов.

#### **Глава 4. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПАРОВЫХ КОТЛОВ**

Расчет топок паровых котлов выполняется на основе закономерностей теплопередачи, изложенных в [3].

В паровом котле имеют место все три вида переноса теплоты: конвекция, теплопроводность и излучение. Вследствие конструктивных различий и особенностей теплофизических процессов, протекающих в них, тепловой расчет отдельных элементов котла производится отдельно, а расчет каждого элемента сводится к совместному решению уравнений теплообмена и баланса теплоты. Наиболее сложные закономерности теплообмена имеют место в топке парового котла, в которой источником теплоты являются нагретые до высоких температур продукты сгорания топлива, а тепловоспринимающей средой служит вода, кипящая в экранных трубах.

Процесс теплообмена в топке сопровождается тепловыделением, которое практически имеет место по всей высоте топки. Исходное уравнение теплового расчета, отнесенное к элементарному участку высоты топки, имеет вид

$$d Q_T - d Q_{\text{ЭК}} = \pm d Q_G,$$

где  $d Q_T$  – тепловыделение сгорающего топлива;  $d Q_G$  – изменение теплосодержания продуктов сгорания;  $d Q_{\text{ЭК}}$  – теплота, воспринятая экранами и переданная кипящей воде.

Решение данного уравнения в общем виде довольно сложная задача. Поэтому в целях упрощения расчетов обычно берут во внимание то, что выгорание основной массы топлива происходит в узкой зоне, в области расположения горелок, в то время как в вышерасположенном топочном объеме имеет место чистый теплообмен между продуктами сгорания топлива и экранными поверхностями.

В общем случае уравнение теплообмена между потоком газов и кипящей воды имеет вид

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_G^*} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{Ж}}}} \vartheta,$$

где  $q$  – плотность теплового потока, кДж/(м<sup>3</sup> · ч);  $\alpha_G^*$  – приведенный коэффициент теплообмена между газовым потоком и расчетной наружной поверхностью экранов;  $\delta_{\text{СТ}}$ ,  $\lambda_{\text{СТ}}$  – соответственно толщина и теплопроводность трубы;  $\alpha_{\text{Ж}}$  – коэффициент теплообмена на стороне кипящей воды;  $\vartheta = (t_G - t_{\text{К.В}})$  – разность температур между температурой газов и температурой кипящей воды.

Расчетный анализ этого уравнения показывает, что термическое сопротивление стенки трубы и на стороне кипящей жидкости пренебрежимо мало в сравнении с сопротивлением теплообмена на стороне газов, вследствие чего величинами  $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$  и  $1/\alpha_{ж}$  пренебрегают. Температура газов в топке изменяется от  $t_0 = 1500^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 800-1000^\circ\text{C}$ . В этом случае преобладающим является лучистый теплообмен. Поэтому конвективным теплообменом на стороне газов также пренебрегают. Источниками лучистой энергии в топочном объеме являются излучающие трехатомные газы  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ .

Вследствие прямолинейности распространения лучистой энергии в качестве расчетной лучевоспринимающей поверхности экранов принимается эквивалентная поверхность лучистого теплообмена, равная проекции экранов. С учетом принятых предпосылок дифференциальное уравнение теплообмена в топке принимает вид

$$\varphi B_p V_\Gamma \bar{c}_\Gamma dT_\Gamma = - a_m \sigma_0 T_\Gamma^4 \Psi_\varepsilon \Omega dh,$$

где  $\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты;  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/ч;  $V_\Gamma$ ,  $\bar{c}_\Gamma$ ,  $T_\Gamma$  — соответственно удельный объем, средняя теплоемкость и температура топочных газов;  $a_m$  — степень черноты топочных газов;  $\sigma_0$  — константа лучистого теплообмена;  $\Psi_\varepsilon$  — коэффициент тепловой эффективности экранов;  $\Omega$  — параметр топки;  $h$  — высота расчетного участка топки.

Преобразуя это уравнение, получаем

$$- \int \frac{dT_\Gamma}{T_\Gamma^4} = \frac{a_m \sigma_0 \Psi_\varepsilon \Omega}{\varphi B_p V_\Gamma \bar{c}_\Gamma} \int_0^h dh = A \int_0^h dh$$

или

$$\frac{1}{3} \frac{1}{T_{\Gamma}^3} \int_{T_a}^{T_{\Gamma}} dT = A \int_0^h dh$$

и

$$\frac{1}{T_{\Gamma}^3} - \frac{1}{T_a^3} = 3 A h.$$

Умножая далее на  $T_a^3$  и подставляя значение  $A$ , получим

$$\frac{T_a^3}{T_{\Gamma}^3} - 1 = \frac{3 a_m \sigma_0 \Psi_{\text{э}} \Omega h}{\varphi B_p V_{\Gamma} \bar{c}_{\Gamma} T_a^3} = 3 \text{Bo}$$

или

$$\frac{T_a^3}{T_{\Gamma}^3} = 1 + 3 \text{Bo}.$$

Отсюда имеем

$$\frac{T_{\Gamma}}{T_a} = \sqrt[3]{\frac{1}{1 + 3 \text{Bo}}},$$

где  $\text{Bo} = \frac{a_m \sigma_0 \Psi_{\text{э}} \Omega h}{\varphi B_p V_{\Gamma} \bar{c}_{\Gamma} T_a^3}$  — видоизмененный критерий Больцмана;

$T_a$  и  $T_{\Gamma}$  — температура газов соответственно адиабатическая и на высоте  $h$  топки.

Основы теплового расчета в других элементах парового котла (пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя), где преобладающим является конвективный или смешанный теплообмен, приведенные в работах [5, 30, 39].

## Глава 5. ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Расчет аэродинамического сопротивления  $\Delta H_{\Pi}$  воздушного и газового тракта, Па, производится по уравнению [22, 45]

$$\Delta H_{\Pi} = \sum \Delta h_{\text{тр}} + \sum \Delta h_{\text{м}}.$$

Сопротивление трения, Па, на данном участке определяется по уравнению Дарси

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{\ell}{d_{\text{э}}} \frac{\rho \omega^2}{2} \left( \frac{2}{\sqrt{T_{\text{ст}}/T+1}} \right)^2,$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $\ell$  – длина участка;  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр газохода;  $\rho$ ,  $\omega$  – соответственно плотность и скорость газов;  $T_{\text{ст}}$ ,  $T$  – средние значения температур стенки и газа.

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса. Для определения  $\lambda$  можно использовать формулу Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left[ \frac{0,0001}{d_i} + \frac{68}{\text{Re}} \right]^{0,25},$$

где  $d_i$  – определяющий размер воздуховода (газохода), м;

$\text{Re} = \frac{\omega_i d_i}{\nu}$  – число Рейнольдса для соответствующего участка;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений, Па, рассчитываются по уравнению Вейсбаха

$$\Delta h_{\text{м}} = \sum \psi_i \frac{\rho \omega^2}{2},$$

где  $\sum \psi_i$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений для каждого участка. Коэффициенты определяются по справочным таблицам [46].

Номинальный напор вентилятора или дымососа выбирается по соотношению

$$H_{\text{п}} = \beta_2 \Delta H_{\text{п}},$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса по напору,  $\beta_2 = 1,1$ ;  $\Delta H_{\text{п}}$  – расчетное сопротивление (потери напора) воздушного или газового тракта, Па.

Мощность двигателя, кВт, на привод вентилятора или дымососа

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q \cdot H_{\text{п}}}{3600 \cdot 1020 \eta_{\text{в.д}} \eta_{\text{дв}}},$$

где  $Q$  – производительность вентилятора или дымососа, м<sup>3</sup>/ч;  $H_{\text{п}}$  – перепад полных давлений в тракте, Па;  $\eta_{\text{в.д}}$  – КПД вентилятора или дымососа,  $\eta_{\text{в.д}} = 0,7-0,75$ ;  $\eta_{\text{дв}}$  – КПД электродвигателя,  $\eta_{\text{дв}} \approx 0,9$ .

## Глава 6. ВОДОПОДГОТОВКА. СЕПАРАЦИЯ ПАРА

Устойчивость и эффективность работы паровых котлов в значительной мере зависят от качества питательной воды. Природная вода содержит в своем составе различные растворимые соли, выделяемые из нее в процессе парообразования и оседающие внутри труб, образуя на их поверхностях слой накипи. В сырой воде находятся также агрессив-

ные газы ( $O_2$ ,  $CO_2$  и др.), которые оказывают коррозионное воздействие на трубы. Наименьшее количество примесей содержит конденсат, образующийся в процессе использования пара в турбинах или в теплотехнологических установках. Однако полностью вернуть конденсат в паровые котлы не удастся. Особенно большие потери конденсата (до 50 %) имеют место на производстве.

Потери конденсата восполняют природной водой, подвергающейся соответствующей химической и термической обработке. Наиболее отрицательное воздействие на испарительные трубы котла оказывают накипеобразующие соли, прежде всего соли жесткости  $Ca(HCO_3)_2$ ,  $Mg(HCO_3)_2$ ,  $CaCO_3$ ,  $MgCO_3$  и др. В процессе нагрева и испарения воды образуется состояние насыщения и выпадение данных солей в объеме воды и на внутренней поверхности труб с образованием плотного слоя накипи. Образующийся слой накипи приводит к увеличению термического сопротивления теплообмену и повышению температуры стенки трубы. При некоторой критической толщине накипи перегрев стенки приводит к нарушению механической прочности трубы и ее разрыву.

Отрицательное воздействие на состояние внутренних поверхностей труб и качество получаемого пара особенно усиливается при повышении параметров пара и увеличении производительности котлов. Повышение солесодержания воды внутри барабана приводит к частичному переходу солей в пар. Растворимость солей паром особенно возрастает в котлах высокого давления. При понижении давления пара в турбинах эти соли оседают на рабочих лопатках и оказывают отрицательное воздействие на устойчивость работы турбины. В целях устранения указанных отложений при эксплуатации паровых котлов

сырую воду, добавляемую в пароводяной цикл, подвергают химической и термической обработке [44].

### 6.1. Водоподготовка

Качественная характеристика солей, содержащихся в природной речной воде, определяется ионным составом:  $\text{Na}^+$ ,  $\text{K}^+$ ,  $\text{Mg}^+$ ,  $\text{HCO}_3^-$ ,  $\text{SO}_4^{2-}$ ,  $\text{Cl}^-$ ,  $\text{SiO}_3^{2-}$ , а степень минерализации воды – общим массовым содержанием ионов. Вода с общим солесодержанием 50 мг/л считается слабоминерализованной.

Наиболее важным показателем качества воды является ее жесткость, выражающаяся суммарным содержанием катионов кальция и магния в миллиграмм-эквивалентах на литр (мг-экв/л). Общая жесткость природных вод меняется в пределах от 0,5 до 60–70 (мг-экв/л). В процессе подготовки котловой воды ее подвергают отдельным стадиям обработки: механической, химической и термической.

В процессе первой стадии обработки из воды удаляют механические примеси. С этой целью вода фильтруется через слой мелкозернистого песка. Для выпадения из воды коллоидных частиц в нее вводят коагулянты, чаще всего  $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$ . Далее из воды удаляют большую часть солей жесткости методом осаждения, добавляя в нагретую воду раствор гашеной извести  $\text{Ca}(\text{OH})_2$ . Образующиеся малорастворимые соединения  $\text{CaCO}_3$  и  $\text{Mg}(\text{OH})_2$  выпадают в осадок.

Во второй стадии воду подвергают умягчению методом катионирования (рис. 6.1). С этой целью вода фильтруется через слой катионита, в котором осуществляется замещение катионитов жесткости

(Ca и Mg) катионами Na. Например, для хлористого кальция реакция умягчения записывается в следующем виде:

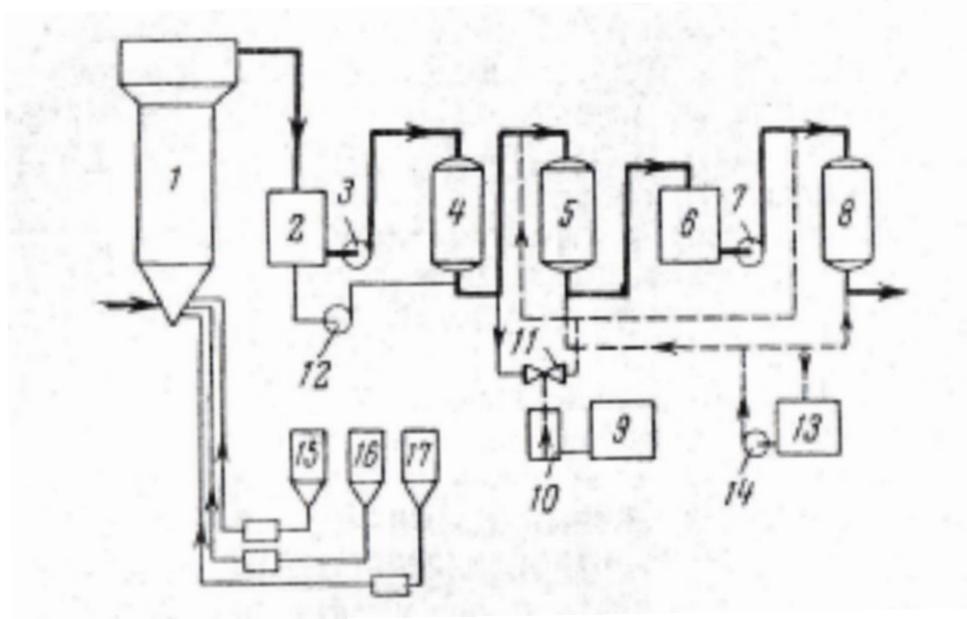
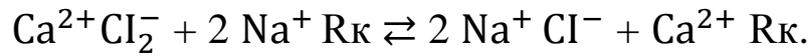


Рис. 6.1. Принципиальная схема натрий-катионирования с предварительным известкованием:

1 – осветлитель для известкования воды; 2 – промежуточный бак; 3 – перекачивающий насос; 4 – механический фильтр; 5 – натрий-катионитовый фильтр; 6 – промежуточный бак умягченной воды; 7 – перекачивающий насос; 8 – натрий-катионитовый фильтр второй ступени; 9 – склад поваренной соли; 10 – мерник крепкого раствора соли; 11 – эжектор для приготовления раствора соли; 12 – насос для промывки механических фильтров; 13 – бак промывочной воды; 14 – насос для промывки катионитовых фильтров; 15 – раствор коагулянта; 16 – раствор известкового молока; 17 – магнезит

Поддержание необходимой активности катионита осуществляется методом периодической регенерации, в процессе которой через слой катионита пропускается раствор поваренной соли. В процессе умягчения (катионирования) воды происходит замещение солей жесткости щелочными солями, не дающими накипи, но могущими при определенных условиях переходить в пар. В целях снижения общего солесодержания питательную котловую воду подвергают частичному или полному обессоливанию.

Наиболее распространенным способом частичного снижения содержания щелочных солей в питательной воде является метод параллельной обработки воды в Na - и H-катионитовых фильтрах (рис. 6.2). H-катионитовые фильтры насыщаются соляной или серной кислотой. При фильтрации через них после известкования питательной воды ионы жесткости  $Ca^{2+}$ ,  $Mg^{2+}$  и  $Na^+$  замещаются катионом водорода  $H^+$ . При этом вода приобретает кислотный характер ( $pH < 7$ ). Смешивая потоки щелочной и кислотной воды, получают слабощелочную воду ( $pH > 7$ ). Такая обработка воды приводит к частичному снижению щелочного солесодержания, удовлетворяющему требованиям безнакипного режима эксплуатации паровых котлов среднего и высокого давления ( $P < 10$  МПа). При эксплуатации котлов с параметрами пара, близкими к критическим значениям, применяются более сложные способы химического или испарительного обессоливания питательной воды.

Кроме удаления накипеобразующих солей, в процессе водоподготовки осуществляется деаэрация воды, цель которой – удаление агрессивных газов ( $CO_2$  и  $O_2$ ). Для этого воду нагревают паром в специальных аппаратах, называемых *деаэраторами*.

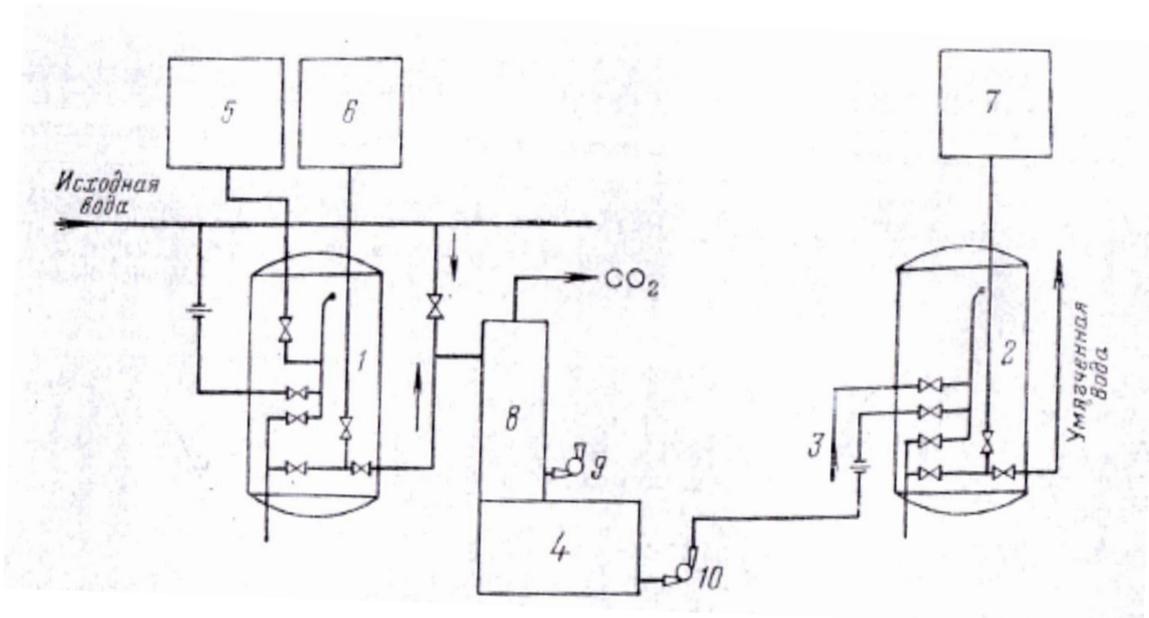


Рис. 6.2. Схема установки последовательного процесса

Н–Na-катионирования:

- 1 – Н-катионитовый фильтр; 2 – Na-катионитовый фильтр;  
 3 – трубопровод раствора соли; 4 – бак промежуточный; 5 – бак для раствора кислоты; 6 и 7 – баки для взрыхления катионита;  
 8 – декарбонизатор; 9 – вентилятор; 10 – насос перекачивающий

Применительно к котлам с давлением пара  $P \leq 40$  МПа используются струйные смешивающие деаэратеры атмосферного типа, в которых вода нагревается до температуры 104 °С. При этом в деаэраторе поддерживается давление 0,12 МПа. При деаэрировании питательной воды для котлов высокого давления применяют деаэратеры повышенного давления 0,6 МПа. Выделяющиеся при этом газообразные вещества удаляются вместе с небольшим количеством пара через вестовую трубу.

## 6.2. Внутрикотловая очистка пара

В парогенераторах с естественной циркуляцией концентрация солей в воде возрастает по мере ее испарения, что приводит к росту внутрикотлового накипеобразования и уносу солей паром. Для поддержания солесодержания внутрикотловой воды на предельно допустимом уровне применяют *непрерывную и периодическую продувку котла*, предназначенную для частичного удаления концентрированной воды из циркуляционного контура. Непрерывную продувку, в процессе которой часть котловой воды удаляется в продувочную линию, осуществляют из барабана котла.

Продувка котла связана с потерей теплоты, которая пропорциональна количеству удаляемой воды. Доля продувочной воды  $p$  связана с ее солесодержанием соотношением

$$p = \frac{(1+p)S_{п.в} - S_{п}}{S_{пр.в}},$$

где  $S_{п.в}$ ,  $S_{п}$ ,  $S_{пр.в}$  – солесодержание соответственно питательной воды, пара и продувочной воды.

Приведенное уравнение показывает, что доля продувочной воды снижается при увеличении ее солесодержания. В связи с этим в котлах большой производительности применяют разделение циркуляционного контура на отдельные отсеки (рис. 6.3). При этом в отдельных отсеках водного пространства барабана создается различное солесодержание.

Непрерывная продувка осуществляется из наиболее «соленого» отсека барабана, в то время как отвод пара производится из чистого отсека.

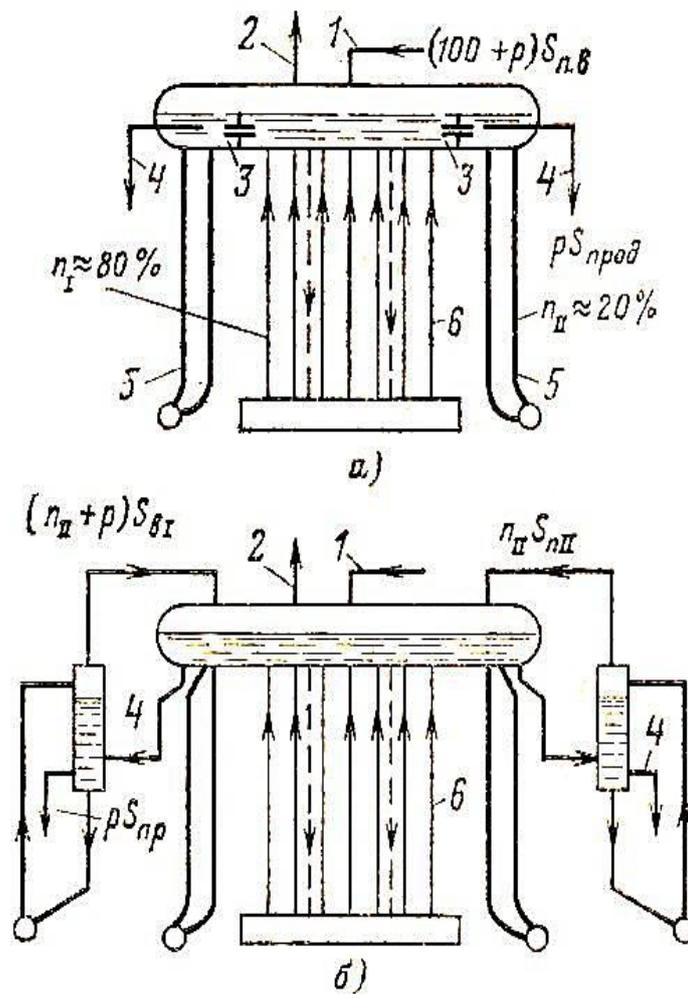


Рис. 6.3. Схема продувки парогенератора при ступенчатой схеме испарения:

*a* – с солевыми отсеками внутри барабана; *б* – с выносными сепараторами второй ступени испарения;

*1* – подвод питательной воды; *2* – отвод пара; *3* – продувка «чистого» отсека; *4* – продувка «соленого» отсека; *5* – испарительные поверхности; *б* – испарительные поверхности нагрева, включенные в чистый отсек

Эффективным методом снижения продувки является ступенчатое испарение воды. Испарительная система котла разделяется на ряд отсеков, соединенных по пару и разделенных по воде. Сущность ступенчатого испарения или ступенчатой продувки состоит в том, что питательная вода подается только в первый отсек. Для второго отсека питательной водой служит продувочная вода из второго отсека. Продувочная вода из второго отсека поступает в третий отсек и т. д.

Продувку парового котла осуществляют из последнего отсека – второго при двухступенчатом испарении, третьего – при трехступенчатом испарении и т. д. Так как концентрация солей в воде второго и третьего отсеков значительно выше, чем в воде одноступенчатого испарения, для вывода солей требуется меньший процент продувки.

Практически системы ступенчатого испарения и продувки выполняются из двух и трех отсеков. При двухступенчатом испарении система делится на две неравные части – чистый отсек, куда подается вся питательная вода и вырабатывается 75–80 % пара, и соленый отсек, где вырабатывается 25–15 % пара.

Вынос солей паром объясняется двумя факторами. Насыщенный пар, удаляемый из объема барабана, содержит капельки воды с растворенными в них солями. После испарения капель соли переходят в перегретый пар. В целях уменьшения выноса паром капель воды в барабане устанавливаются различные *сепарационные устройства*.

Эффективное осушение пара достигается в циклонных сепараторах, размещенных внутри барабана, – *внутрибарабанных циклонах* (рис. 6.4).

Пароводяная смесь вводится в вертикальные стальные цилиндры, по касательной к их внутренней поверхности.

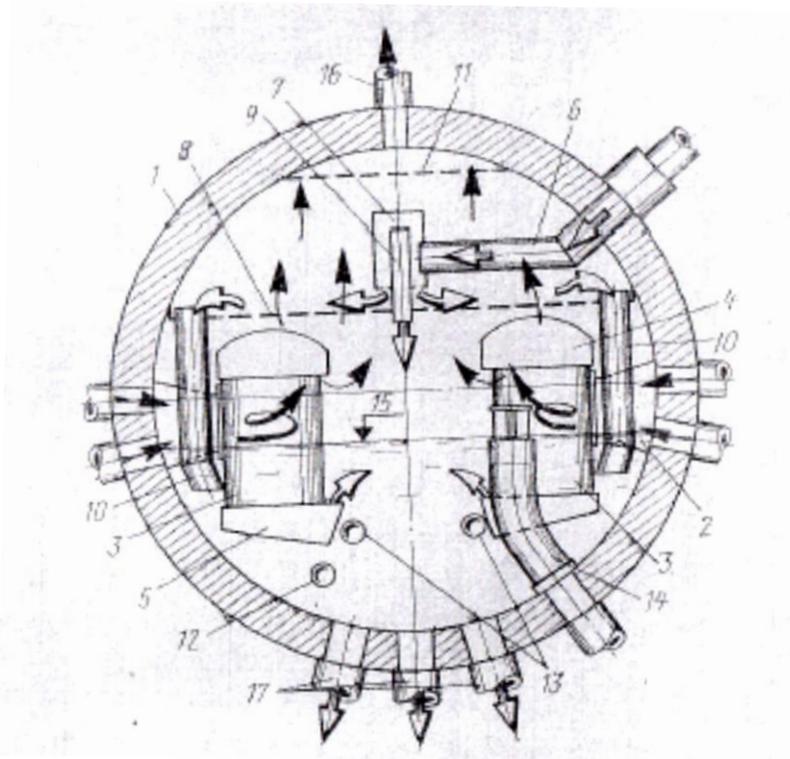


Рис. 6.4. Внутрибарабанные устройства с паросушительными циклонами (черными стрелками показано направление движения пара и пароводяной смеси, светлыми – движение воды):

1 – барабан; 2 – короб для вводимой в барабан пароводяной смеси;  
 3 – циклон; 4 – крышка циклона; 5 – поддон циклона; 6 – труба, подающая питательную воду; 7 – раздающий короб питательной воды;  
 8 – промывочный щит; 9 – насадка, отводящая воду мимо промывочных щитов; 10 – труба для слива питательной воды;

11 – верхний дырчатый лист; 12 – труба для подачи фосфатов;  
 13 – труба для парового разогрева барабана при растопке котла;  
 14 – труба аварийного сброса воды; 15 – средний уровень воды;  
 16 – вывод насыщенного пара; 17 – водоотпускные трубы экранов

Благодаря этому в каждом циклоне возникает вращательное (вихревое) движение воды и пара. При этом вода, как более тяжелая, отжимается к стенкам циклона и стекает вниз. В воде сообщается вихревое движение, ее поверхность имеет вид воронки, внутри которой собирается пар, выходящий из верхней части циклона.

В отдельных конструкциях сепарацию пара осуществляют в линейных сепарационных устройствах, устанавливаемых вне барабана котла.

Как уже отмечалось, по мере увеличения давления пара ( $P > 7$  МПа) увеличивается его способность растворять соли, которая возрастает с ростом солесодержания котловой воды. С целью уменьшения солесодержания удаляемого пара кроме уменьшения выноса капель при помощи сепарационных устройств организуют также промывку пара питательной водой, подаваемой в объем барабана.

Кроме растворимых солей, в котловой воде содержатся нерастворимые осадки, скапливающиеся в виде шлама в нижней части кипяточных труб. Удаляют шлам периодической продувкой котловой воды из нижних коллекторов экранов.

## **Глава 7. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА**

В результате физико-химических процессов при взаимодействии металла с омывающей его средой, металл постепенно разрушается. Это разрушение называется *коррозией*.

## 7.1. Высокотемпературная коррозия

*Внешняя коррозия* поверхностей нагрева зависит от состава продуктов сгорания и температуры обогреваемых труб. Оксиды ванадия, содержащиеся в золе мазута, воздействуя на элементы котла при температуре металла 680 °С и выше (подвески поверхностей нагрева, их опоры и др.), вызывают *высокотемпературную* коррозию.

Наличие в золе топлива окиси ванадия  $V_2O_5$ , в частности в минеральных примесях мазута, которое достигает 70 % в пересчете на  $V_2O_5$ , также усиливает газовую высокотемпературную коррозию вследствие растворяющего ее действия на защитные пленки окалины. Обычно ванадиевая высокотемпературная коррозия наблюдается на трубах пароперегревателя парогенераторов высокого и сверхвысокого давления и на поверхности стальных неохлаждаемых деталей, находящихся в области высоких температур газов. Опасность ванадиевой коррозии может быть снижена за счет увеличения скорости газового потока и мероприятий по уменьшению отложения золы, а также защиты трубок, например, графитовыми покрытиями.

## 7.2. Низкотемпературная коррозия поверхностей нагрева

Низкотемпературная коррозия возникает при конденсации водяных паров на поверхности нагрева и образования жидкой пленки, являющейся электролитом. Конденсация водяных паров возникает при *температуре поверхности нагрева ниже точки росы*, которая определяется парциальным давлением водяных паров в продуктах сгорания, увеличивающимся с повышением влажности топлива и содержания в нем водорода.

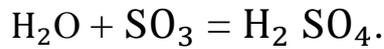
При наличии водяных паров и сернистых соединений в дымовых газах образуется парообразная система  $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$ . Температура образования жидкой серной кислоты в продуктах сгорания определяется содержанием серы в топливе.

*Низкотемпературная коррозия* вызывается серной кислотой, пары которой образуются при соединении  $\text{SO}_3$  (получающегося при сжигании сернистого топлива наряду с  $\text{SO}_2$ ) с водяными парами и конденсируются при относительно высокой температуре (100–140 °C в зависимости от их содержания в уходящих газах).

От низкотемпературной коррозии особенно страдают хвостовые поверхности котлов, работающих на сернистых мазутах.

Коррозионный процесс в зоне низких температур газов (в районе воздухоподогревателя) является электрохимическим и возникает вследствие образования на металлической поверхности жидкой пленки, играющей роль электролита. Жидкая пленка образуется на поверхности, когда температура последней становится ниже температуры конденсации водяных паров из потока газов (*температура точки росы*). Температура конденсации водяных паров ( $t_{\text{т.р}}$ ) при их парциальном давлении в дымовых газах  $p_{\text{H}_2\text{O}} = 8-16$  кПа составляет 40–55 °C. При сжигании сернистых топлив в потоке дымовых газов присутствует серный ангидрид  $\text{SO}_3$ , который способствует более ранней конденсации паров на поверхности, в результате чего  $t_{\text{т.р}}$  повышается. Наиболее высокие значения  $t_{\text{т.р}} = 140-160$  °C имеют сернистые мазуты (при  $S^{\text{P}} > 2,5$  %). Процесс разрушения металла идет в этом случае более интенсивно не только в

силу повышения температуры, но и за счет образования на поверхности труб раствора серной кислоты



Для предупреждения низкотемпературной коррозии необходимо обеспечить повышение температуры стенок труб выше точки росы:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{т.р}} + (10-20) \text{ }^\circ\text{C}. \quad (\text{a})$$

Наиболее активно *низкотемпературная коррозия* проявляется в воздухоподогревателях, в которых имеют место наиболее низкие температуры греющего и нагреваемого теплоносителей [17, 39]. Температура стенки трубы воздухоподогревателя,  $^\circ\text{C}$ , исходя из баланса теплоты и внешней его поверхности, определяется по формуле

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{х.в}} + \frac{t_{\text{ух}} - t_{\text{х.в}}}{1 + \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{г}}}},$$

где  $t_{\text{ух}}, t_{\text{х.в}}$  — температура уходящих газов на выходе из воздухоподогревателя и холодного воздуха на входе в него;  $\alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{г}}$  — коэффициенты теплоотдачи в воздухоподогревателе с воздушной и газовой стороны,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ .

Из уравнения следует, что  $t_{\text{ст}}$  может быть получена выше температуры точки росы за счет увеличения температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, и уменьшения  $\alpha_{\text{в}}$ .

В трубчатых воздухоподогревателях при поперечном обтекании труб воздухом  $\alpha_B > \alpha_T$ , и температура стенки оказывается более низкой, чем в регенеративном воздухоподогревателе, где  $\alpha_B \approx \alpha_T$ .

Для малосернистых топлив условие (а) достигается подогревом воздуха на входе в пакеты воздухоподогревателя до 45–50 °С за счет рециркуляции части горячего воздуха, а для мазутов с большим содержанием серы – подогревом воздуха в паровых калориферах отборным паром турбины до 80–100 °С.

В любом случае повышение температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель вызывает рост температуры уходящих газов и снижение экономичности агрегата, но оно окупается более длительной работой металла воздухоподогревателя. Кроме того, при калориферном подогреве воздуха снижение КПД парогенератора частично компенсируется некоторым повышением КПД тепловой схемы за счет использования теплоты отборного пара низкого давления из турбины в калорифер.

Для борьбы с низкотемпературной коррозией целесообразно также снижать избыток воздуха в топочной камере до уровня  $\alpha_T = 1,2–1,05$ , это снижает количество образующегося  $SO_3$  (сера в основном окисляется до  $SO_2$ ). Кроме того, в этих условиях следует повышать температуру уходящих газов вплоть до 140 °С и даже выше, чтобы избежать конденсации паров серной кислоты. По этой же причине стенки труб водяного экономайзера и воздухоподогревателя также не должны быть излишне холодными. Этому способствует предварительный подогрев питательной воды, а при использовании

сернистого топлива – и предварительный (до воздухоподогревателя) подогрев воздуха в паровых калориферах до 80–100 °С .

Конденсация чистых водяных паров при температуре поверхности ниже точки росы и отсутствии содержания в газах сернистых соединений может вызвать *кислородную коррозию* в воздухоподогревателе, расположенном в области низких температур. Она может привести к сквозному разъеданию труб и перетеканию воздуха в газовую среду. Наличие в газах сернистых соединений и конденсация на поверхности нагрева жидкой пленки, содержащей  $H_2SO_4$ , активизируют кислородную коррозию.

*Внутренняя коррозия* поверхностей нагрева обусловлена в основном электрохимическими процессами. Окислителями при этом являются растворенные в воде газы  $O_2$  и  $CO_2$ . Для предотвращения коррозии растворенные газы удаляются из питательной воды (в деаэраторах).

## **Глава 8. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА И ИХ ОЧИСТКА**

### **8.1. Загрязнения поверхностей нагрева котла**

Эксплуатация котельных установок связана с выбросом в окружающую среду различных вредных газообразных, жидких и твердых пылевидных веществ. Кроме непосредственного загрязнения, эти вещества оказывают отрицательное воздействие на тепловой режим водного и воздушного бассейна, так как температура газов на выходе из котла значительно выше температуры окружающей среды. Наибольший выброс в атмосферу вредных веществ и теплоты

происходит с продуктами сгорания топлива – дымовыми газами, выбрасываемыми дымовыми трубами. В них содержится углекислый газ  $\text{CO}_2$ , оксид углерода  $\text{CO}$ , серосодержащие газы  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$ , оксиды азота  $\text{N}_x\text{O}_y$  и др. Особенно вредное воздействие на живые организмы оказывают  $\text{CO}$ ,  $\text{SO}_3$ ,  $\text{NO}$  и  $\text{NO}_2$ , которые являются сильно ядовитыми веществами. Эти оксиды образуются за счет кислорода воздуха, забираемого из воздушного бассейна, что оказывает дополнительное отрицательное воздействие на природные процессы.

При сжигании твердого топлива в дымовых газах содержится большое количество золы, выпадающей в почву и оказывающей на нее пагубное воздействие. Дымовые газы выбрасываются в атмосферу при температуре 130–170 °С, что оказывает отрицательное воздействие на климатические условия. Из паровых котлов и аппаратов водоподготовки удаляется продувочная и фильтровальная вода с высокой концентрацией различных солей. В целях снижения количества выбрасываемых в окружающую среду перечисленных веществ и тепловой энергии применяются и совершенствуются методы и способы их улавливания. Снижение вредных газообразных веществ в значительной мере достигается *оптимизацией режимов топочных процессов*. С целью снижения золовых выбросов применяются *золоулавливающие устройства*, в которых оседает большая часть золы. Применяются также способы обессоливания сбросных вод.

Однако по мере увеличения установленной мощности котельного оборудования вредные выбросы в атмосферу возрастают и необходимы дальнейшие усовершенствования пыле- и газоулавливающих устройств. Улавливание вредных веществ в сбросных газах и сточных водах непосредственно связано с утилизацией содержащейся в них

теплоты. Конечной целью разработок в данной области является осуществление полного улавливания газовых, пылевидных и солевых выбросов и их полезное использование.

## **8.2. Очистка поверхностей нагрева котла от золовых загрязнений**

В процессе эксплуатации котельного агрегата для очистки экранных поверхностей нагрева применяют паровую и пароводяную их обдувку, а также вибрационную и импульсную очистку [39 – 42, 47 – 50]. Для конвективных поверхностей нагрева применяют паровую и пароводяную обдувку, вибрационную, дробевую и акустическую очистку. Наибольшее распространение имеют паровая обдувка и дробевая очистка. Для ширм и вертикальных пароперегревателей наиболее эффективной является вибрационная очистка. Радикальным способом очистки является применение самообдувающихся поверхностей нагрева с малым диаметром и шагом труб, при которых поверхности нагрева непрерывно поддерживаются чистыми.

*Паровая обдувка.* Очистка поверхностей нагрева от загрязнений может быть осуществлена за счет динамического воздействия струй воды, пара, пароводяной смеси или воздуха. Действенность струй определяется их дальностью.

Наибольшей дальностью и термическим эффектом, способствующим растрескиванию шлака, обладает струя воды. Однако обдувка водой может вызвать переохлаждение труб экранов и повреждение их металла.

Воздушная струя, имеющая резкое снижение скорости, создает небольшой динамический напор и эффективна только при давлении не менее 4 МПа. Применение воздушной обдувки затруднено

необходимостью установки компрессоров высокой производительности и давления.

Наиболее распространена обдувка с применением насыщенного или перегретого пара. В качестве устройства для паровой обдувки применяют обдувочные аппараты типа ОПР-5 (обдувочный прибор радиационный) завода «Ильмарине» (рис. 8.1).

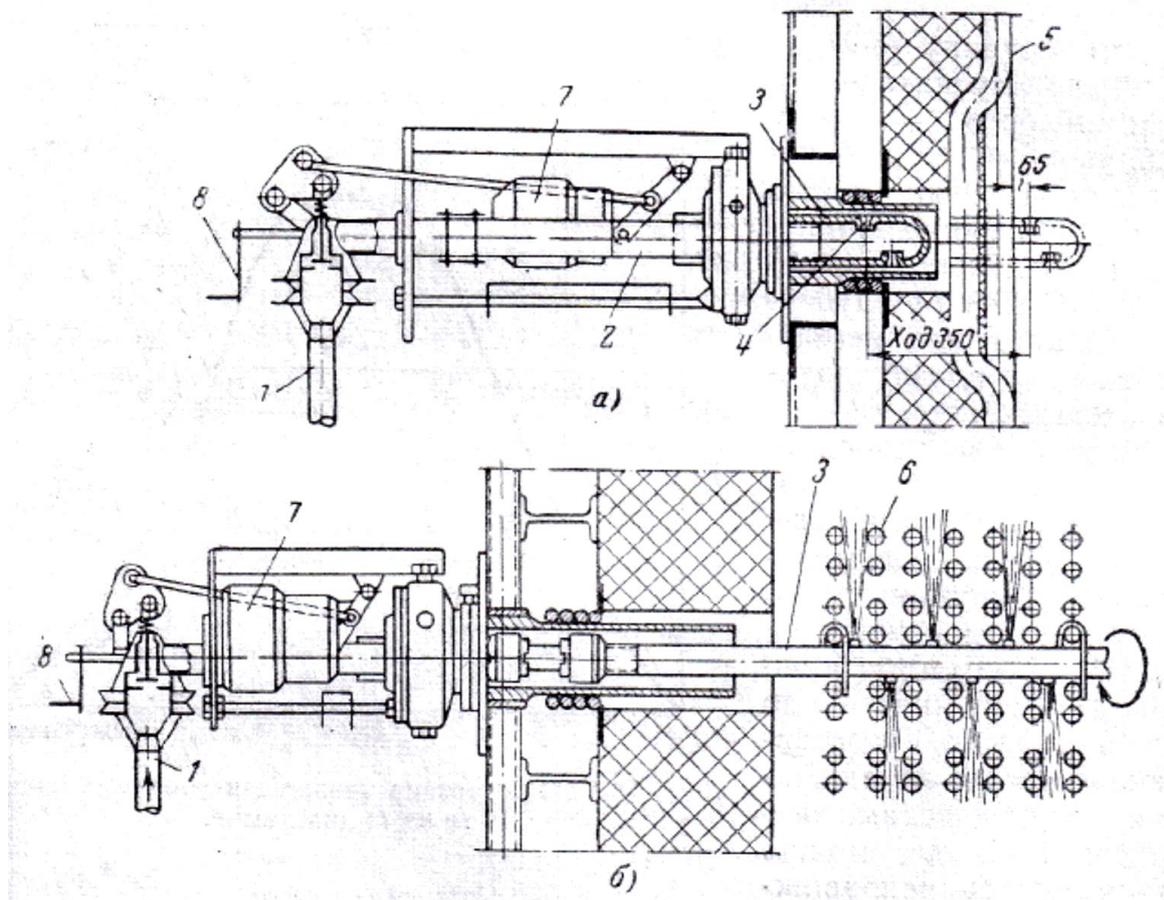


Рис. 8.1. Паровой обдувочный аппарат:

- 1 – подвод пара; 2 – шпindelь; 3 – обдувочная труба; 4 – сопла;
- 5 – трубы экрана; 6 – трубы пароперегревателя; 7 – электродвигатель;
- 8 – вспомогательный ручной привод

Струя пара имеет небольшую дальнобойность, но при давлении более 3 МПа ее действие достаточно эффективно. При давлении пара 4 МПа перед обдувочным аппаратом динамический напор струи на расстоянии примерно 3 м от сопла составляет более 2000 Па. Периодичность обдувки 1–2 раза в смену, длительность операции 0,5–1 мин.

Для удаления отложений с поверхности нагрева динамический напор струи должен составлять примерно 200–250 Па для рыхлых золовых отложений; 400–500 Па — для уплотненных золовых отложений; 2000 Па — для оплавленных шлаковых отложений.

*Пароводяная обдувка.* Рабочим агентом обдувочного аппарата служит котловая вода парового котла или питательная вода. Вода в сопла подается под давлением, и в результате падения давления при прохождении через сопла из нее образуется пароводяная струя, направленная на противоположно расположенные участки экранов, фестонов, ширм. Большая плотность пароводяной смеси и наличие недоиспарившейся в струе воды оказывают эффективное разрушающее действие на отложения шлака, который удаляется в нижнюю часть топки.

*Вибрационная очистка.* Вибрационная очистка основана на том, что при колебании труб с большой частотой нарушается сцепление отложений с металлом поверхности нагрева. Наиболее эффективна вибрационная очистка свободно подвешенных вертикальных труб, ширм и пароперегревателей. Для вибрационной очистки применяют электромагнитные вибраторы.

*Дробеочистка.* Дробеочистка применяется для очистки конвективных поверхностей нагрева (экономайзера, воздухо-

подогревателя) при наличии на них уплотненных и связанных отложений (рис. 8.2).

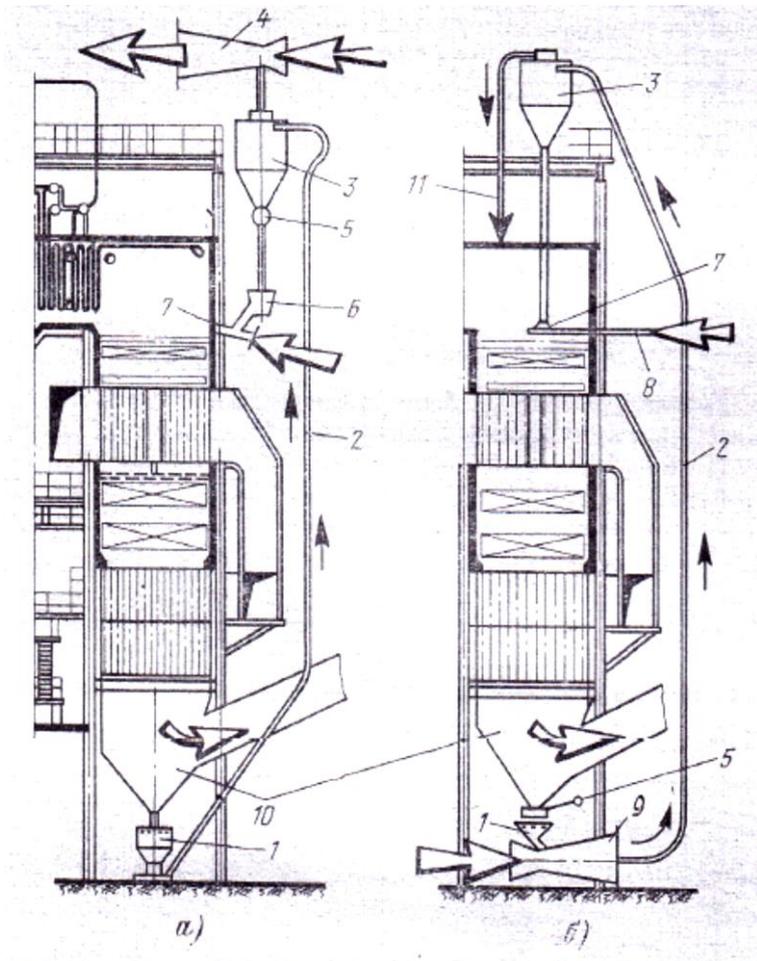


Рис. 8.2. Схемы дробеочистительных установок:

- а* – установка, работающая под разрежением и оборудованная пневматическим забрасывателем типа «ВТИ–Ильмарине»;
- б* – установка, работающая при избыточном давлении с верхним забрасывателем дробы: *1* – бункер для дробы; *2* – трубопровод подачи дробы вверх; *3* – дробеуловитель (циклон); *4* – эжектор;
- 5* – автоматический клапан (мигалка); *6* – тарельчатый питатель;
- 7* – разбрасыватель дробы; *8* – подача и отвод от разбрасывателя охлаждаемой воды; *9* – инжектор; *10* – выход из котла дымовых газов;
- 11* – выход воздуха из пылеуловителя

Очистка происходит в результате использования кинетической энергии падающих на очищаемые поверхности чугунных дробинки диаметром 3–5 мм. В верхней части конвективной шахты котла помещаются разбрасыватели, которые равномерно распределяют дробь по сечению газохода. При падении дробь сбивает осевшую на трубах золу, а затем вместе с ней собирается в бункерах, расположенных под шахтой. Из бункеров дробь вместе с золой попадает в сборный бункер, из которого питатель подает их в трубопровод, где масса золы с дробью подхватывается воздухом и выносится в дробеуловитель. Из него дробь по рукавам подается в разбрасыватели, а воздух с частицами золы направляется в циклон, где происходит их разделение. Из циклона воздух сбрасывается в газоход перед дымососом. А зола, осевшая в циклоне, удаляется в систему золоудаления котельной установки.

Такая очистка выполняется ежедневно.

### ***8.2.1. Защита газового тракта котла от золы***

В котельный агрегат вместе с органической массой твердого топлива поступают различные минеральные примеси, которые в зоне высоких температур ядра факела преобразуются: часть из них выпадает в виде шлака, а основная масса мелких золовых частиц уносится продуктами сгорания. Поведение золовых частиц в газоходах и топке зависит от их химического состава и физических свойств (температуры плавления, вязкости, теплопроводности и др.).

В конвективной шахте наиболее распространены сыпучие отложения. На поверхности труб оседают преимущественно наиболее мелкие фракции золы (менее 30 мкм). Осаждение одновременно сопровождается частичным сбиванием отложений при ударах более

крупных частиц (30–200 мкм), так что со временем устанавливается динамическое равновесие.

Сыпучие загрязнения поверхности труб ухудшают теплообмен, что оценивается *коэффициентом загрязнения*,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$ ,

$$\varepsilon = \frac{\delta_z}{\lambda_z},$$

где  $\delta_z$ ,  $\lambda_z$  – средняя толщина и теплопроводность золового слоя.

Загрязнение труб отложениями летучей золы мало зависит от концентрации ее в потоке дымовых газов и довольно сильно от фракционного состава золы. Чем более тонкой по размерам фракций является зола, тем интенсивнее загрязнение труб, толще слой отложений. Золовые отложения образуются прежде всего в кормовой области трубы, где создаются вихри, и лишь при низких скоростях газов развиваются на лобовой поверхности. Сыпучие отложения на трубах уменьшаются с увеличением скорости, уплотнением трубного пучка по ходу газов и уменьшением диаметра труб.

Повышение скорости газов в конвективных газоходах при поперечном обтекании труб ограничено не только заметным ростом аэродинамического сопротивления, но и опасностью эрозийного износа труб абразивными частицами золы. Интенсивность износа труб пропорциональна третьей степени скорости газов, поэтому предельно допустимые скорости газов обычно составляют 9–12 м/с. При сжигании газа и мазута нет опасности эрозийного износа, поэтому предельные скорости газов определяются из технико-экономического расчета и составляют 25–30 м/с.

При сжигании мазута на конвективных поверхностях пароперегревателя и экономайзера в зоне температур газов ниже 600 °С

за счет неполного сгорания топлива образуются вязкие, смолистые отложения, имеющие кислую основу. Добавка к мазуту специальных веществ, обладающих щелочными свойствами, переводит эти отложения в более рыхлые. Наиболее распространены *жидкие присадки* ВНИИНП-102, ВНИИНП-106 и ВТИ-4ст в количестве 0,2–0,3 % расхода мазута. Кроме того, присадка ВНИИНП-106 применяется для защиты воздухоподогревателей от низкотемпературной сернистой коррозии.

Предотвращение цементации отложений и шлакообразования требует систематического удаления нарастающих отложений с трубной системы. Для этого используются *обдувочные аппараты, дробеструйная очистка конвективных поверхностей, виброочистка вертикальных труб.*

### **8.2.2. Очистка дымовых газов от вредных выбросов (золы и оксидов)**

При сгорании органического топлива в продуктах сгорания содержатся твердые частицы золы и несгоревшего топлива, оксиды серы и азота. Загрязнение этими вредными примесями атмосферы ухудшает санитарно-гигиеническое состояние городов, полей, лесов, поселков. Зола некоторых топлив и оксиды оказывают вредное токсическое воздействие на организм человека. Кроме того, зола увеличивает износ механизмов, разрушает строительные конструкции зданий и сооружений и ухудшает качество продукции ряда предприятий.

При сжигании мазутов выделяются соединения ванадия. При сжигании природного газа выбросы оксидов азота являются, пожалуй, единственными, но существенными загрязнителями атмосферы.

Согласно санитарным нормам величина предельно допустимой концентрации (ПДК) вредных примесей в атмосфере воздуха на уровне дыхания (2 м), не должна превышать значений, указанных в табл. 1.

*Таблица 1*

**Предельно допустимые концентрации вредных веществ  
в атмосферном воздухе (нормы РФ), мг/м<sup>3</sup>**

Воздух	Концентрация	
	Максимально разовая	Среднесуточная
Зола и пыль	0,5	0,15
Диоксид азота (NO <sub>2</sub> )	0,2	0,04
Диоксид серы (SO <sub>2</sub> )	0,5	0,05
Ванадиевый ангидрид (V <sub>2</sub> O <sub>5</sub> )	—	0,002

К активным методам снижения количества вредных выбросов относятся предварительная подготовка топлива и рациональное ведение топочного процесса. До высокой степени совершенства доведены золоулавливающие устройства. Необходимость очистки газов от золы связана помимо защиты атмосферы также предотвращением абразивного износа дымососа.

В котельных установках для очистки продуктов сгорания от твердых частиц применяют следующие устройства:

1. Механические инерционные золоуловители, в которых частицы уноса отделяются от газов под влиянием сил инерции при вращательном вихревом движении потока газов (различные конструкции циклонов, в том числе с омываемыми водой стенками и решетками).

2. Электрофильтры, очистка газов в которых основана на ионизации газовой среды и притяжении заряженных частиц уноса к электродам.

3. Комбинированные золоуловители, состоящие из последовательно установленных золоуловителей различной конструкции, например циклон и электрофильтр.

### ***Инерционные золоуловители-циклоны***

На рис. 8.3 представлена схема простейшего циклона типа ЦН.

В циклоне происходит отделение золовых частиц от газа за счет сил инерции при закручивании потока в корпусе. Отброшенные к периферии частицы сухой золы ссыпаются вдоль стенок циклона в бункер, а очищенный газ по центральной трубе отсасывается дымососом. В циклонах диаметром 400–1000 мм при скорости газа 15–25 м/с степень очистки золы мельче 30 мкм достигает 60–80 %.

С увеличением диаметра циклона его эффективность ухудшается.

Простейшие циклоны используются в котельных установках малой мощности при слоевом сжигании топлива.

## Центробежный скруббер ВТИ

(Всесоюзного теплотехнического института)

«Мокрые» циклонные золоуловители типа ВТИ служат для очистки дымовых газов за котлами производительностью до 200 т/ч.

На рис. 8.4 показана схема центробежного скруббера ВТИ.

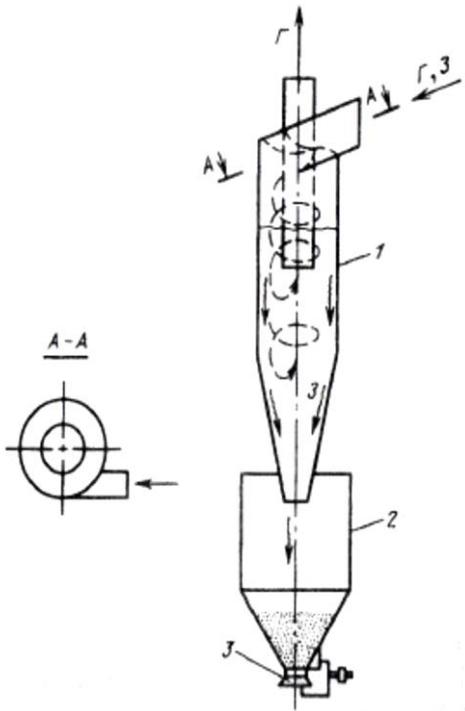


Рис. 8.3. Циклон ЦН:

1 – корпус циклона с входным и выходным патрубками;  
2 – золовой бункер;  
3 – клапан-мигалка;  
Г – газ; З – зола

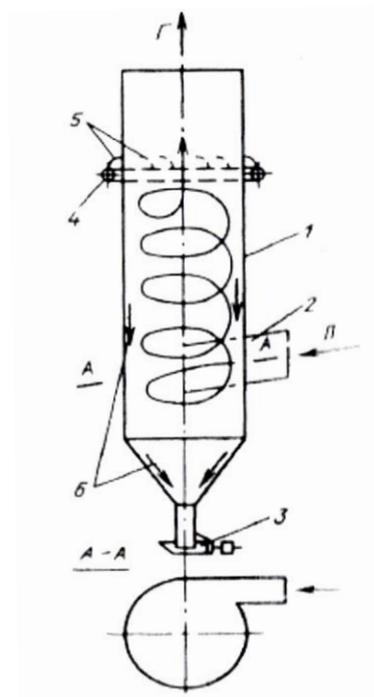


Рис. 8.4. Схема центробежного скруббера ВТИ:

1 – корпус; 2 – входной патрубок; 3 – золосмывной аппарат типа ковша-мигалки;  
4 – коллектор подвода воды;  
5 – оросительные сопла;  
6 – водяная пленка с частицами золы;  
Г – газ; П – поток

Скруббер состоит из вертикального стального цилиндра с коническим днищем, входного патрубка, оросительной системы и гидравлического затвора. Сопла оросительной системы, введенные тангенциально внутрь корпуса, создают на внутренней стенке скруббера водяную пленку, улавливающую отброшенные центробежными силами частички золы. Образующаяся пульпа отводится через гидрозатвор. Во избежание коррозии внутренняя поверхность корпуса и конического днища футеруются кислотоупорной керамической плиткой.

При диаметре скруббера до 1500 мм и скорости газов на входе около 20 м/с степень очистки дымовых газов от золы может быть доведена до 90 %. При этом расход воды составит 0,1–0,2 л/м<sup>3</sup> газа.

### ***Батарейные циклоны***

Для повышения эффективности работы инерционного золоуловителя, а также для уменьшения его габаритов применяют батарейные циклоны (рис. 8.5), состоящие из большого числа параллельно включенных циклонных элементов малого диаметра (150–250 мм).

Каждый циклонный элемент золоуловителя работает подобно циклону ЦН с тем лишь отличием, что закручивание потока осуществляется специальными вставками, расположенными в кольцевом пространстве между корпусом каждого циклонного элемента и внутренней отводящей трубой.

В паровых котлах со слоевым сжиганием степень очистки газа составляет 80–90 %, а при пылеугольном сжигании топлива – 65–70 %.

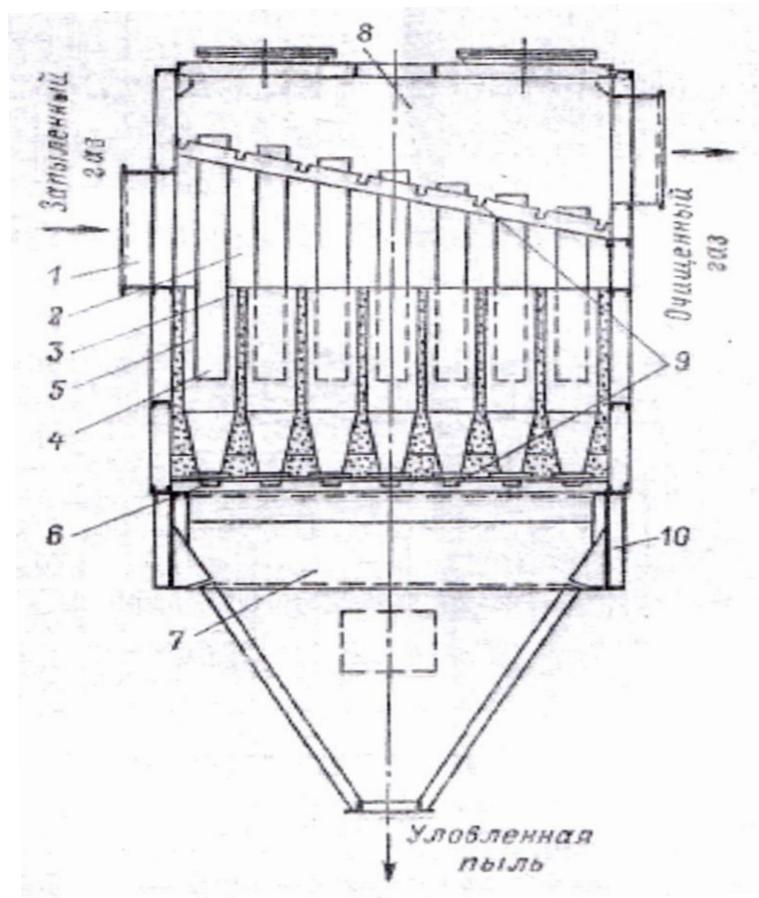


Рис. 8.5. Схема батарейного циклона:

1 – входной патрубок; 2 – распределительная камера; 3 – циклонные элементы; 4 – выхлопные трубы; 5 – направляющие аппараты; 6 – пылевыводящие отверстия; 7 – сборный бункер; 8 – камера очищенного газа; 9 – опорные решетки; 10 – опорный пояс

Батарейные циклоны применяют в котлах с производительностью по пару до 320 т/ч. Недостатком «сухих» аппаратов золоулавливания является вторичный унос золы – захват и унос газом уже отброшенных к периферии наиболее мелких частиц золы. Для уменьшения вторичного уноса используют золоуловители со смоченной поверхностью.

## *Электрофильтры*

На мощных электростанциях в качестве основных золоулавливающих аппаратов в настоящее время используют *электрофильтры*.

Очистка газов в электрофильтрах основана на том, что вследствие коронного разряда, происходящего между двумя электродами, к которым подведен пульсирующий электрический ток высокого напряжения (до 80 кВ), проходящий через электрофильтр поток газа заполняется отрицательными ионами, которые под действием сил электрического поля движутся от коронирующих электродов к осадительным электродам. При этом находящиеся в газе частицы адсорбируются и увлекаются к осадительным электродам. Накапливающийся на осадительных электродах унос периодически стряхивается устройствами в бункера, из которых затем удаляется.

Конструктивно электрофильтр (рис. 8.6) представляет собой металлический или железобетонный корпус, внутри которого расположены пластинчатые элементы с развитой поверхностью, являющиеся осадительными электродами. Между ними установлены обычно стержневые коронирующие (генерирующие электроны) электроды. Коронирующие электроды соединены с отрицательным полюсом агрегата электропитания, дающего выпрямленный пульсирующий ток высокого напряжения. Осадительные электроды заземляются. Оптимальная скорость газов, в электрофильтре 1,5–1,7 м/с. При этом аэродинамическое сопротивление электрофильтра составляет 200–300 Па. Расход электроэнергии на очистку газов составляет 0,1–0,15 кВт·ч на 100 м<sup>3</sup> газа. Температура газов перед электрофильтром должна быть не более 200 °С.

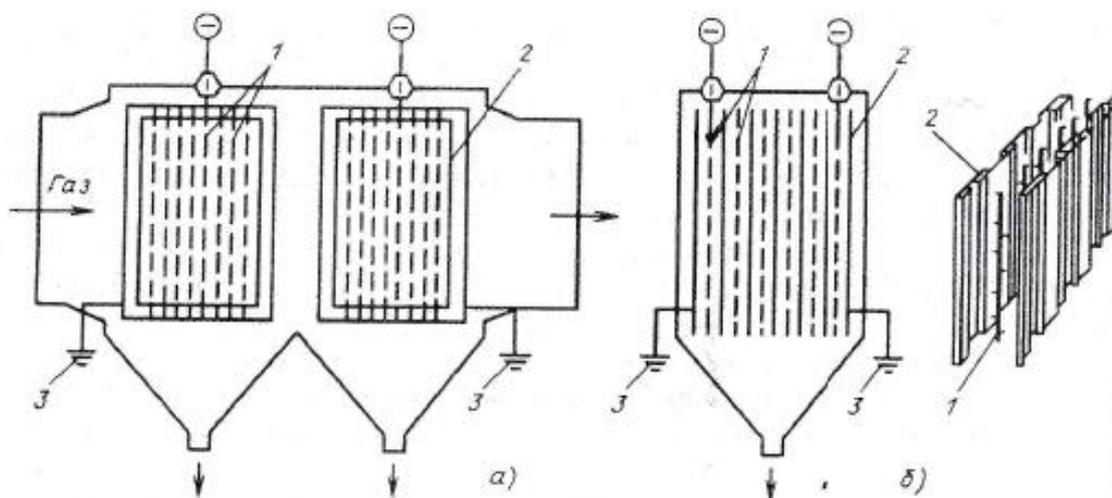


Рис. 8.6. Принципиальная схема электрофильтра (а) и конструкция электродов (б):

1 – коронирующие электроды; 2 – осадительные электроды;

3 – заземление осадительных электродов

Степень очистки газов в электрофильтре зависит от скорости газов, длины электродов и расстояния между ними, а также характеристик пыли. Степень очистки составляет 96–97 %.

### 8.3. Очистка продуктов сгорания от опасных газообразных выбросов

#### 8.3.1. Очистка продуктов сгорания от окислов серы

В продуктах сгорания, удаляемых в атмосферу из парогенераторов, работающих на топливах, содержащих органическую и колчеданную

серу, имеются окислы серы, в основном в виде  $\text{SO}_2$  и в небольшом количестве, до 12 %, в виде  $\text{SO}_3$ . Содержание  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$  в продуктах сгорания относительно мало (до 5 %), что затрудняет их очистку следующими методами:

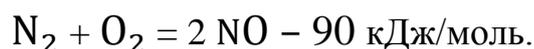
- 1) абсорбция жидкими растворами различных веществ;
- 2) адсорбция с применением в качестве адсорбента твердого вещества;
- 3) поглощение  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$  различными веществами с образованием при этом других соединений.

Указанные методы очистки обычно комбинируются.

В настоящее время основными мероприятиями для предотвращения загрязнения атмосферы окислами серы являются методы очистки газа непосредственно в процессе сжигания топлива, а также уменьшения концентрации  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$  в приземном слое воздуха путем рассеивания продуктов сгорания за счет удаления их в атмосферу высокими трубами.

### ***8.3.2. Очистка продуктов сгорания от окислов азота***

В процессе сжигания топлива образуются окислы азота. Реакция образования окислов азота имеет цепной механизм и протекает с поглощением теплоты:



Снижение температуры резко снижает концентрацию окиси азота и одновременно увеличивает время, необходимое для достижения этой равновесной концентрации. В паровых котлах при температуре в топке 1400–1500 °С время пребывания газов в факеле в 100 раз меньше

необходимого для достижения равновесной концентрации  $(NO)_p$ , и концентрация образующейся окиси азота составляет:

$$NO = (0,05-0,15) (NO)_p.$$

Избыток воздуха ускоряет реакцию, но одновременно снижает температуру горения, что замедляет реакцию. При малых избытках воздуха более существенно влияние первого фактора, а при больших избытках воздуха – второго. На сохранение окиси азота влияет скорость охлаждения газов. Вследствие обратимости реакции окислы азота в газах сохраняются при быстром их охлаждении.

Охлажденная окись азота вступает в реакцию с атмосферным кислородом, в результате чего образуется  $NO_2$ . Реакция зависит от концентрации реагентов и с уменьшением  $NO$  замедляется (в атмосферном воздухе сохраняется  $NO$ ). При дальнейшем охлаждении, ниже  $140\text{ }^\circ\text{C}$ , часть  $NO_2$  переходит в  $N_2O_4$ , доля которой увеличивается по мере охлаждения. При некоторых условиях образуется  $N_2O_2$ .

Таким образом, в атмосферном воздухе могут образовываться и существовать одновременно различные окислы при преобладающем содержании  $NO_2$  и  $N_2O_4$ . Содержание окислов азота в продуктах сгорания, уходящих из парогенераторов, изменяется в широких пределах от 0,015 до 0,15% в пересчете на  $NO$ . При этом содержание окислов азота зависит от мощности котла, характеристики топлива и организации процесса горения.

*Методы снижения  $NO_x$ :*

- снижение максимальной температуры в ядре горения факела;
- снижение концентрации окислителя в зоне горения топлива.

Снижение максимальной температуры в ядре горения факела (табл. 2) достигается за счет использования следующих мероприятий:

- 1) рециркуляция дымовых газов;
- 2) впрыск воды в топливо;
- 3) снижения температуры горячего воздуха;
- 4) секционирование топки двухсветными экранами;
- 5) низкотемпературные способы сжигания.

Таблица 2

**Эффективность способов уменьшения содержания оксидов азота в топках паровых котлов**

Топливо	Возможные пределы снижения оксидов азота при сжигании топлива в камерных топках котлов, %				
	Снижение избытка воздуха в топке	Осуществление двухступенчатого сжигания	Применение рециркуляции дымовых газов	Рециркуляция при малых избытках воздуха	Впрыск в факел горения воды или пара
Жидкое (мазут)	33	40	33	70	10
Природный газ	33	50	33	80	10
Твердое (уголь)	25	35	33	55	10

Снижение концентрации окислителя в зоне горения топлива достигается путем применения следующих мероприятий:

- 1) нестехиометрическое сжигание топлива в среде окислителя;
- 2) ступенчатое сжигание топлива;
- 3) горение с затянутым смесеобразованием;
- 4) высокотемпературное восстановление  $\text{NO}_x$ .

В паровых котлах очистка продуктов сгорания от окислов азота пока практически не применяется. Наиболее реальными способами снижения содержания окислов азота в продуктах сгорания, удаляемых в атмосферу, являются рециркуляция дымовых газов, организация ступенчатого сжигания топлива, снижение температуры и коэффициента избытка воздуха в области ядра факела в топке.

Количество образующихся окислов азота увеличивается с ростом температуры и времени пребывания газов в зоне реагирования.

Образование окислов азота заканчивается в топке, а в конвективных газоходах лишь 1–2 % окиси азота окисляется до двуокиси. Таким образом, основным продуктом при высокотемпературном сжигании топлива является окись азота, которая при выбросе в атмосферу и естественном разбавлении до низких концентраций медленно окисляется в двуокись. Двуокись азота, поглощая ультрафиолетовое излучение солнца, распадается на окись азота и атомарный кислород. Вследствие того, что в атмосфере всегда присутствуют углеводороды, возникает цепь сложных их взаимодействий с окислами азота. В результате этого вновь образуется двуокись азота, которая в четыре раза токсичнее окиси азота. Поэтому опасность присутствия окиси азота в воздухе связана не столько с ее токсичностью, сколько с возможностью образования из нее двуокиси азота, оказывающей неблагоприятное воздействие на дыхание человека и животных.

Основным мероприятием для снижения выбросов окислов азота в атмосферу является непосредственное воздействие на процесс их образования в топочных камерах парогенераторов. Образование окислов азота в процессе сгорания топлива уменьшается как при снижении температуры горения, так и концентрации кислорода и длительности пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур. В настоящее время уменьшить образование окислов азота в дымовых газах можно применением следующих конструктивных и режимно-технологических мероприятий: рециркуляцией дымовых газов в зону повышенных температур, организацией двухступенчатого сжигания, рациональным выбором типа, производительности и размещения горелочных устройств, работы с малыми избытками воздуха и др.

При двухступенчатом сжигании, когда в первой ступени топливо сжигается при недостатке или стехиометрическом количестве первичного воздуха, а вторичный воздух подводится к факелу в сечении, где температура газового потока снижается, образование окислов азота ограничивается не только пониженной температурой, но и недостатком кислорода. По имеющимся данным [31,39, 40, 41, 48–50], например, в результате рециркуляции дымовых газов при сжигании мазута концентрация окислов азота в дымовых газах может быть снижена более чем, в 2,5 раза.

## **Глава 9. РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ**

С целью повышения надежности работы парового котла применяют рециркуляцию газов из конвективной шахты в топочную камеру. При сжигании твердых топлив рециркуляция *в верхнюю часть*

топки (рис. 9.1) может быть использована для снижения уровня температур и предотвращения шлакования. В газомазутных котлах и при сжигании высококачественных твердых топлив применяют рециркуляцию в низ топочной камеры, с целью расширения диапазона регулирования промежуточного перегрева пара и снижения локальных тепловых потоков в зоне ядра горения. За счет этого на всем участке тракта рециркуляции меняются температуры и энтальпии газов.

Коэффициент рециркуляции

$$r = \frac{V_{\text{рц}}}{V_{\text{г.отб}}} = 0,1-0,4,$$

где  $V_{\text{рц}}$  – объем газов, отбираемых на рециркуляцию,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $V_{\text{г.отб}}$  – объем газов после отбора рециркуляции.

Объем газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , в любой точке газового тракта от топки до воздухоподогревателя составит:

$$V_{\text{г.рц}} = V_{\text{г}} + r V_{\text{г.отб}}.$$

Температуру газов в месте отбора,  $^{\circ}\text{C}$ , можно принять с последующим уточнением после распределения теплоты по поверхностям:

$$t_{\text{г.рц}} = t_{\text{г.в}} + (30-50).$$

Энтальпия газов на всем участке рециркуляции,  $\text{кДж}/\text{кг}$ , определяется по формуле

$$I_{\text{г.рц}} = (1 + r) I_{\text{г}},$$

где  $I_{\text{г}}$  – энтальпия газов без учета рециркуляции.

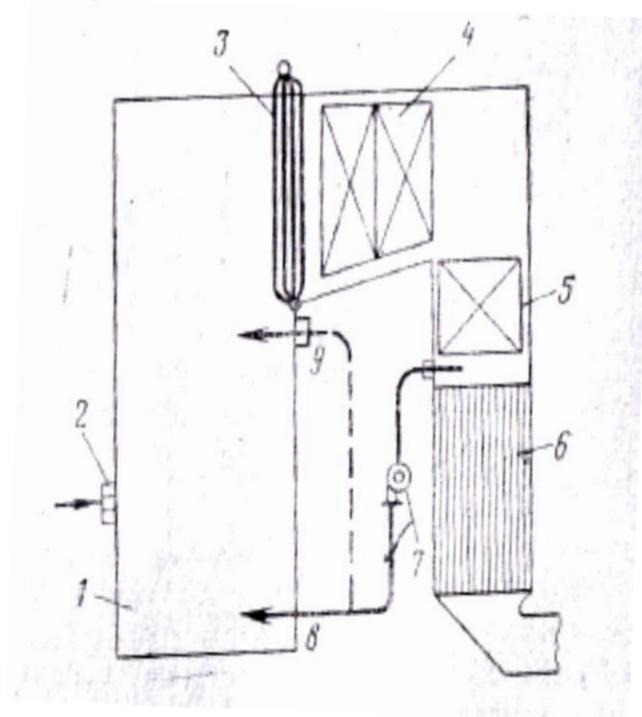


Рис. 9.1. Регулирование температуры пара рециркуляцией  
продуктов сгорания:

1 – топочная камера; 2 – горелка; 3 – фестон; 4 – пароперегреватель;  
5 – экономайзер; 6 – воздухоподогреватель; 7 – рециркуляционный  
дымосос; 8 – подача охлаждаемых продуктов сгорания в низ топочной  
камеры; 9 – то же в верх топочной камеры

Энтальпия газов, кДж/кг, при коэффициенте избытка воздуха в топке  $\alpha > 1$  определяется по уравнению

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) I_{\text{В}}^0,$$

где  $I_{\text{В}}^0, I_{\Gamma}^0$  – теоретические энтальпии объемов воздуха и газов.

Отбираемые из конвективной шахты при температуре 250–350 °С (обычно после экономайзера) продукты сгорания рециркуляционным дымососом нагнетаются в топочную камеру, что

позволяет перераспределить теплоту между отдельными поверхностями нагрева в зависимости от принятого коэффициента рециркуляции. Чем выше этот коэффициент, тем больше полученный тепловой эффект.

Рециркулирующие продукты сгорания можно вводить *в верхнюю* или *нижнюю часть топки*. Сброс продуктов сгорания *в нижнюю часть* топки приводит к ослаблению прямой теплоотдачи в топке и соответственно к повышению температуры продуктов сгорания на выходе из нее. Рециркуляция увеличивает также количество продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель. Оба обстоятельства вызывают усиление конвективного теплообмена и, следовательно, повышение температуры перегретого пара. Рециркуляцию продуктов сгорания усиливают при малой нагрузке парогенератора, когда температура перегретого пара снижается, и, наоборот, отключают ее при большой нагрузке, когда перегрев пара возрастает.

Рециркуляция продуктов сгорания со сбросом *в нижнюю часть топки* приводит к увеличению объема продуктов сгорания, но без повышения общего избытка воздуха в уходящих газах. В связи с этим общий объем продуктов сгорания, уходящих из агрегата, не изменяется. Однако увеличенный объем продуктов сгорания в газоходах при рециркуляции несколько повышает  $t_{yx}$ . При этом потери теплоты  $q_2$  возрастают. Охлаждение продуктов сгорания при рециркуляции несколько снижает паропроизводительность, для восстановления которой увеличивают расход топлива, что дополнительно снижает КПД агрегата.

Сброс рециркулирующих продуктов сгорания *в верхнюю часть топки* не оказывает влияние на ее тепловую работу, но существенно снижает температуру дымовых газов перед пароперегревателем, что

приводит к снижению температуры перегретого пара, несмотря на увеличение объема продуктов сгорания. При этом также снижается КПД парового котла.

Недостатком метода регулирования рециркуляцией продуктов сгорания является необходимость дополнительного оборудования и увеличение собственного расхода энергии. Это в значительной мере окупается экономией металла и арматуры пароперегревателя. При высокой зольности топлива рециркуляция газов нецелесообразна из-за увеличения износа поверхностей нагрева.

Широко применяемым методом предотвращения коррозии воздухоподогревателя является повышение температуры поступающего в него воздуха, обычно путем рециркуляции горячего воздуха в воздухоподогревателе или предварительного подогрева воздуха в паровых калориферах.

На рис. 9.2 показаны схемы повышения температуры поступающего в воздухоподогреватель воздуха путем рециркуляции.

Рециркуляция воздуха снижает температурный напор в воздухоподогревателе, повышает температуру уходящих газов и расход электроэнергии на дутье. При применении отдельного вентилятора для рециркуляции воздуха нагрузка вентилятора остается неизменной и расход электроэнергии на рециркуляцию воздуха несколько уменьшается.

Для повышения температуры поступающего воздуха в воздухоподогреватель возможно применение схемы подогрева воздуха в паровом калорифере (рис. 9.3).

Калорифер устанавливается между напорной стороной дутьевого вентилятора и входной ступенью воздухоподогревателя.

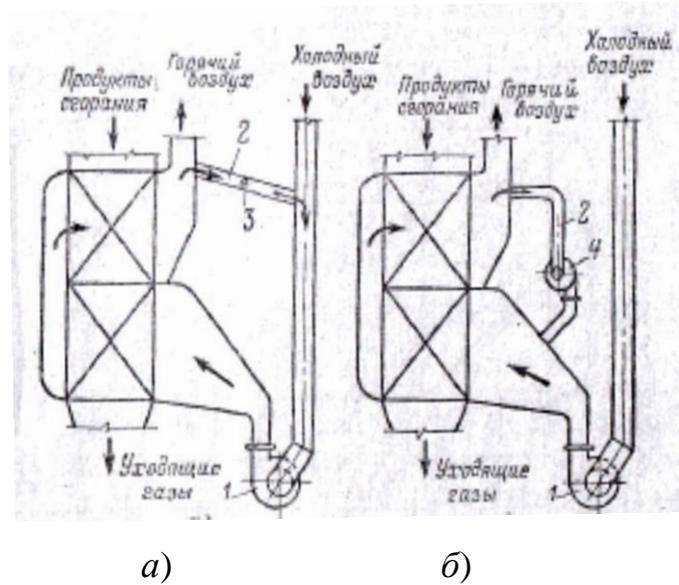


Рис. 9.2. Схемы повышения температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, с применением рециркуляции:  
*а* – регулирование шибером на отводе горячего воздуха; *б* – подача горячего воздуха на вход воздухоподогревателя специальным вентилятором; *1* – дутьевой вентилятор; *2* – короб рециркуляции; *3* – шибер; *4* – вентилятор для подачи горячего воздуха

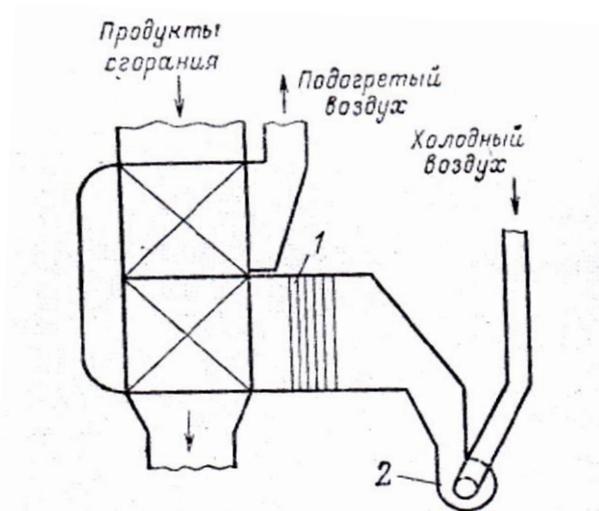


Рис. 9.3. Схема подогрева воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, в паровом калорифере:  
*1* – паровой калорифер; *2* – дутьевой вентилятор

Калорифер представляет собой подогреватель, в котором внутри труб проходит отработавший пар турбины при температуре 120 °С. Снаружи трубы омываются потоком воздуха.

В этом случае расход электроэнергии на дутье меньше, чем при применении рециркуляции, а использование отработавшего пара на подогрев воздуха несколько повышает регенерацию и за счет этого увеличивается экономичность электростанции. Паровой подогрев воздуха при пропуске постоянного количества пара через калорифер обеспечивает более высокий подогрев воздуха при пусках и остановках парового котла, что уменьшает коррозию воздухоподогревателя и при этих режимах.

Для исключения низкотемпературной коррозии в первом ходе воздухоподогревателя возможно применение для него эмалированных трубок или изготовление их из некорродирующих материалов. В котельных агрегатах, работающих на сернистых мазутах, присадка доломита к мазуту, применяемая для предотвращения *высокотемпературной коррозии*, также снижает и *низкотемпературную коррозию* в водяных экономайзерах и воздухоподогревателях.

Для регулирования перегрева пара эффективно применение метода *рециркуляции газов*. При этом часть охлажденных дымовых газов отбирается из конвективной шахты и возвращается с помощью специального дымососа в топку (рис. 9.4).

Эффективность рециркуляции зависит от процента рециркуляции (отношение количества отбираемых газов к количеству их за местом отбора), места ввода рециркулирующих газов и места отбора дымовых газов [31].

Влияние первых двух факторов показано на рис. 9.5.

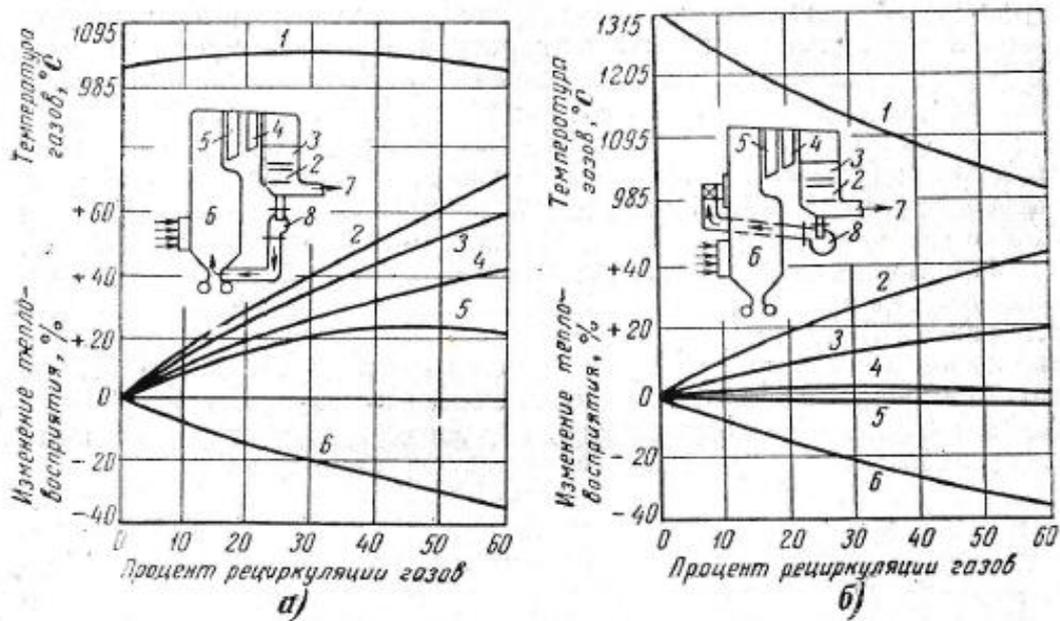


Рис. 9.4. Изменение тепловосприятости отдельных поверхностей нагрева в зависимости от степени рециркуляции газов:

*a* – в холодную воронку; *б* – в верхнюю часть топки; 1 – температура газов на выходе из топки; 2 – экономайзер; 3 – первая ступень первичного перегревателя; 4 – промежуточный перегреватель; 5 – вторая ступень первичного перегревателя; 6 – топка; 7 – рециркуляция газов к воздухоподогревателю; 8 – дымосос для рециркуляции газов

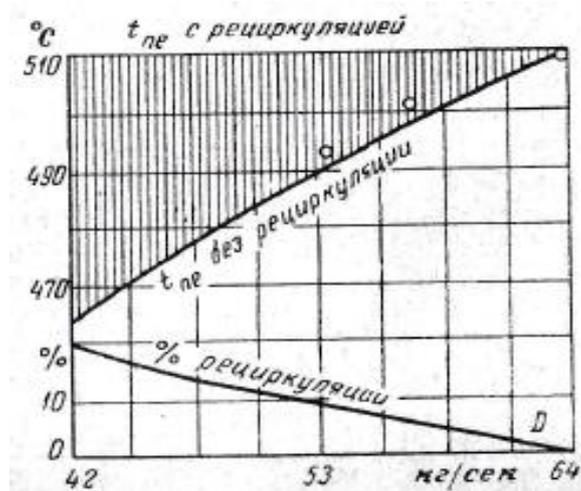


Рис. 9.5. Эффект рециркуляции газов в холодную воронку в паровом котле ПК-14

При вводе рециркулирующих газов ниже горелок температура на выходе из топки снижается незначительно, и эффект рециркуляции больше, чем при вводе газов выше горелок. Последний метод применяют для *борьбы со шлакованием* пакетов.

Для эффективности рециркуляции основное значение имеет повышение скорости газов в конвективной шахте. Меньшее значение имеет температура отбираемых газов. Однако чем она выше, тем больше эффективность рециркуляции. С другой стороны, температура отбираемых газов ограничена возможностями прокачки их дымососами и не должна превышать 400 °С. Кроме того, расход электроэнергии на дымосос рециркуляции тем меньше, чем ниже температура отбираемых газов. Обычно дымовые газы для рециркуляции отбирают за экономайзером.

Эффективность рециркуляции в холодную воронку при регулировании первичного перегрева на котле ПК-14, показана на рис.9.4.

*Достоинства* метода рециркуляции: малая поверхность перегревателей и небольшая инерция регулирования (около 50 с). Метод имеет и ряд существенных *недостатков*:

- повышение температуры уходящих газов тем больше, чем ниже температура отбираемых для рециркуляции газов;
- необходимость установки дополнительного дымососа, снижающего надежность эксплуатации;
- дополнительные затраты электроэнергии на собственные нужды для привода основных и добавочных дымососов;
- повышение золowego износа конвективных поверхностей нагрева;

- золовой износ дымососов рециркуляции, избежать которого можно путем установки дополнительных золоуловителей.

## Глава 10. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

### 10.1. Питательные устройства паровых котлов

Для питания паровых котлов водой применяются многоступенчатые центробежные насосы с приводом от электродвигателя (электронасосы) или от паровой турбины (турбонасосы). Допускается установка всех питательных насосов с электроприводом.

При установке трех и более питательных насосов суммарная производительность их должна быть такой, чтобы при выходе из строя самого мощного насоса производительность остальных составляла не менее 110 % номинальной производительности всех рабочих котлов (кроме резервного котла).

Центробежные питательные насосы, работающие на общую магистраль питательной воды для паровых котлов, должны иметь характеристики, допускающие их параллельную работу (рис. 10.1).

При этом их суммарная производительность, показанная на рис. 10.1 кривой  $B_2ED(1+2)$ , отличается от характеристик 1 и 2 каждого из насосов. Суммарная характеристика получена сложением расходов воды  $Q$  каждым насосом при одинаковом напоре  $H$ .

Из анализа кривых следует, что суммарная производительность каждого из двух работающих насосов выше, чем при их совместной работе. Это следует учитывать при выборе насосов.

Для регулирования производительности каждого из параллельно работающих насосов их напоры дросселируются.

Характеристики и габаритные размеры насосов принимаются по каталогам заводов-изготовителей или по данным [56].

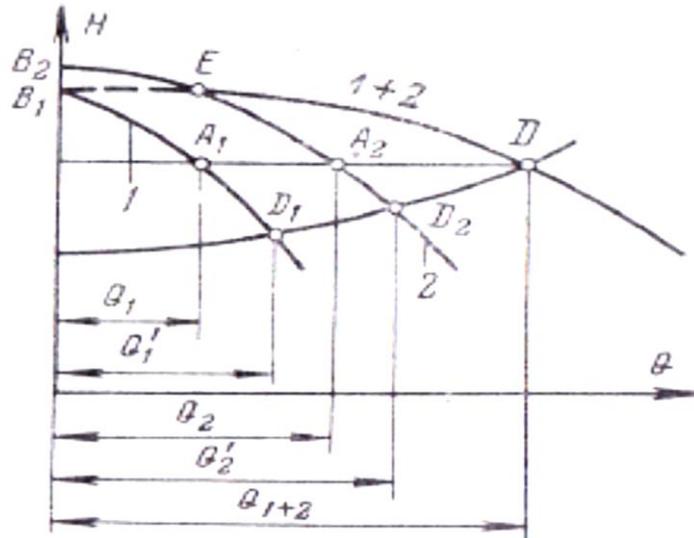


Рис. 10.1. Характеристики совместной параллельной работы центробежной работы

Основной характеристикой насосов является зависимость мощности двигателя  $N_{дв}$ , кВт, от производительности и давления жидкости за насосом (напора). Эти величины связаны между собой уравнением

$$N_{дв} = \frac{Q H}{3,6 \eta_n \eta_{дв}},$$

где  $Q$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $H$  – развиваемый насосом напор, МПа;  $\eta_{\text{н}}$ ,  $\eta_{\text{дв}}$  – КПД соответственно насоса и двигателя.

Расчетный напор питательного насоса  $P_{\text{нас}}$ , Па, определяется из следующего уравнения:

$$P_{\text{нас}} = P_{\text{к}} (1 + \Delta P) + P_{\text{эк}} + P_{\text{п.в.д}} + P_{\text{тр}}^{\text{наг}} + P_{\text{тр}}^{\text{всас}} + P_{\text{с.в}} + P_{\text{др}},$$

где  $P_{\text{к}}$  – избыточное давление в барабане котла;  $\Delta P$  – запас давления на открытие предохранительных клапанов, принимаемый равным 5 %;  $P_{\text{эк}}$  – сопротивление водяного экономайзера котла;  $P_{\text{п.в.д}}$  – сопротивление регенеративных подогревателей высокого давления;  $P_{\text{тр}}^{\text{наг}}$  – сопротивление питательных трубопроводов от насоса до котла с учетом сопротивления автоматических регуляторов питания котлов;  $P_{\text{тр}}^{\text{всас}}$  – сопротивление всасывающих трубопроводов;  $P_{\text{с.в}}$  – давление, создаваемое столбом воды, равным по высоте расстоянию между осью барабана котла и осью деаэратора;  $P_{\text{др}}$  – давление в деаэраторе.

При расчете сопротивлений плотность воды принимается по средней температуре ее в нагнетательном тракте, включая водяной экономайзер.

Номенклатура питательных насосов для котлов приведена в табл. П.5.1, прил. П.5.

Работа питательных насосов с производительностью ниже 10–15 % номинального расхода не разрешается, так как это приводит к запиранию насосов. При снижении расхода питательной воды сверх

допустимого насосы снабжаются специальными сбросными клапанами и линиями рециркуляции, соединяющими их с деаэраторами.

В деаэраторы производится сброс воды. Рециркуляционные линии включаются при запуске и остановке насосов. Запорные клапаны на этих линиях имеют ручное управление. Обратные клапаны, устанавливаемые за насосами, имеют патрубки для подключения рециркуляционных линий.

Регулирование производительности питательных насосов осуществляется дросселированием в регуляторах питания, устанавливаемых на линиях питательной воды.

Существует несколько схем регулирования.

*Регулирование дросселированием.* Подачу центробежных насосов регулируют вентилем, который установлен на нагнетательном трубопроводе. Вентиль позволяет изменять пропускное сечение нагнетательного трубопровода. При этом соответственно увеличивается или уменьшается количество подаваемой жидкости  $Q$ . Такое регулирование просто и легко осуществляется и поэтому получило широкое применение. Однако метод дросселирования не экономичен, так как часть энергии двигателя затрачивается на создание излишнего напора, расходуемого на преодоление сопротивления в задвижке.

*Регулирование изменением числа оборотов.* Этот метод является наиболее экономичным по расходу энергии. Однако такое регулирование возможно при использовании электродвигателей постоянного тока, двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин. Электропривод переменного тока не допускает изменения числа оборотов без специальных устройств.

*Регулирование поворотными направляющими лопатками.* Такой метод применяют в насосах большой производительности. Поворотные направляющие лопатки изменяют величину составляющей абсолютной скорости в направлении переносного движения на выходе из рабочего колеса и этим влияют на изменение напора насоса.

Производительность насоса, напор и потребляемая насосом мощность изменяются в зависимости от скорости вращения колеса. Так, например, если увеличить число оборотов колеса в минуту от  $n_1$  до  $n_2$ , то пропорционально возрастает и производительность  $Q_2$  по сравнению с производительностью  $Q_1$ :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Соответствующие напоры жидкости  $H_2$  и  $H_1$  будут пропорциональны квадратам числа оборотов:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2}.$$

Поскольку мощность  $N$ , потребляемая насосом, пропорциональна произведению  $Q$  на  $H$ , то мощности  $N_2$  и  $N_1$ , потребляемые насосом при разных числах оборотов колеса в минуту, будут пропорциональны отношению кубов чисел оборотов в минуту:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3}.$$

Все эти соотношения справедливы для регулирования производительности установок не только насосов, но и для вентиляторов и дымососов.

## 10.2. Вентиляторы и дымососы

Сжигание топлива в топках паровых котлов представляет собой экзотермическую окислительную реакцию, протекающую между горючими элементами (С, Н, S) и кислородом воздуха. Для осуществления этой реакции в топку непрерывно подается топливо и воздух, необходимый для его сжигания. Образующиеся продукты сгорания топлива (дымовые газы) движутся по газовому тракту котла и после очистки от золы удаляются при помощи специальных вентиляторов (дымососов) в дымовую трубу.

*Газовый тракт* парового котла включает в себя следующие элементы: топку, котельный пучок, пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель, а также газопроводы, золоуловители, дымосос и дымовую трубу.

*Воздушный тракт* котла включает следующие элементы: воздухопроводы холодного воздуха, вентилятор, калориферы для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем, воздухоподогреватель, воздухопроводы горячего воздуха до горелок и горелки.

Для обеспечения нормальной и бесперебойной работы котельного агрегата рекомендуется соблюдать два основных условия: непрерывно подавать воздух, необходимый для горения топлива, и систематически удалять из парового котла газообразные продукты сгорания. Для подачи воздуха в топку, перемещения дымовых газов, а также отвода их в атмосферу необходима некоторая движущая сила, способная преодолеть возникающее сопротивление этому движению. Работа внешних сил в паровых котлах создается двумя способами: при помощи *естественной тяги* через дымовую трубу (воздух в топку поступает вследствие разрежения) и *искусственной* (механической)

тяги, когда воздух в топку подается дутьевым вентилятором (рис. 10.2), а тяга осуществляется дымососами. Естественная тяга применяется в котлах малой мощности, где сопротивление газового тракта составляет  $25 \text{ Н/м}^2$ .

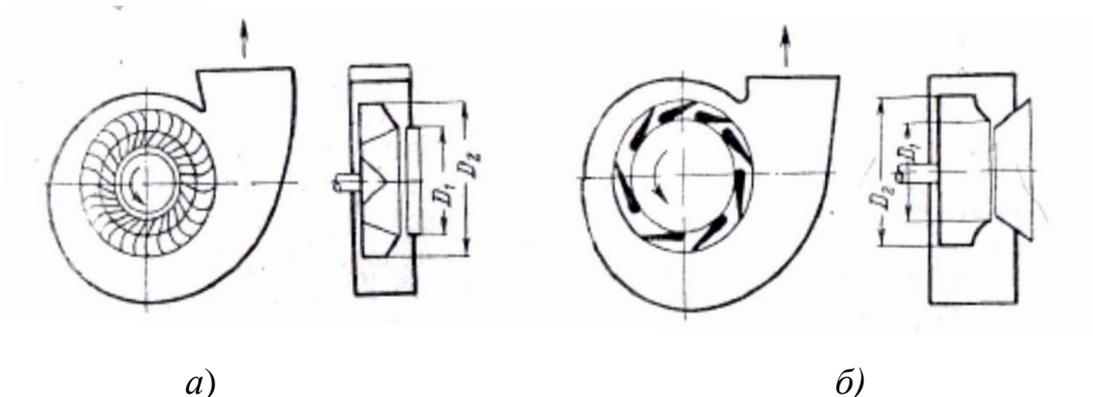


Рис.10.2. Схема вентилятора:

а – лопатки, загнутые вперед, с КПД не более 65–70 %;

б – лопатки, загнутые назад, с КПД 85–90 %

Дымососы и дутьевые вентиляторы применяют для искусственной (механической) тяги. В процессе движения воздуха и дымовых газов возникают аэродинамические сопротивления, которые преодолеваются тягодутьевыми устройствами. При этом в топке котла на уровне горелок поддерживается давление, близкое к атмосферному давлению.

В этом случае сопротивление воздушного тракта, в том числе воздухоподогревателя и горелочных устройств, преодолевается дутьевым вентилятором, а сопротивление газового тракта, включая сопротивление золоулавливающих устройств, – дымососом.

Выбор вентилятора и дымососа производится соответственно по расходу воздуха и дымовых газов и преодолеваемыми ими аэродинамическими сопротивлениями. При этом расчетная производительность вентиляторов,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , определяется по уравнению

$$Q_B = \beta_1 B_p (\alpha_T + \Delta \alpha_{B.П}) V_B^0 \frac{273 + t_{x.B}}{273},$$

а производительность дымососов

$$Q_D = \beta_1 B_p [V_\Gamma^0 + (\alpha_{yx} - 1) V_B^0] \frac{273 + t_{y.Г}}{273}.$$

В этих уравнениях приняты обозначения:  $\beta_1$  – коэффициент запаса производительности,  $\beta_1 = 1,05$ ;  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/ч;  $\alpha_T$ ,  $\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха соответственно в топке и у дымососа;  $V_B^0$ ,  $V_\Gamma^0$  – теоретическое количество соответственно воздуха и продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг;  $t_{x.B}$ ,  $t_{y.Г}$  – температуры воздуха соответственно перед вентилятором и газов перед дымососом;  $\Delta \alpha_{B.П}$  – относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, равная присосу воздуха в нем по газовой стороне.

Наибольшее сопротивление по газовому тракту создают конвективные поверхности нагрева, а по воздушному тракту – горелочные устройства. Существенное сопротивление оказывают также некоторые типы золоуловителей.

Расчет аэродинамического сопротивления  $\Delta H_\Pi$  воздушного и газового тракта, Па, производится по уравнению

$$\Delta H_\Pi = \sum \Delta h_{тр} + \sum \Delta h_M.$$

Сопротивление трения, Па, определяется по уравнению Дарси

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{\ell}{d_\varepsilon} \frac{\rho \omega^2}{2} \left( \frac{2}{\sqrt{T_{CT}/T+1}} \right)^2,$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $l$  – длина участка;  $d_э$  – эквивалентный диаметр газохода;  $\rho$ ,  $\omega$  – соответственно плотность и скорость газов;  $T_{ст}$ ,  $T$  – средние значения температур стенки и газа.

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса. Для определения  $\lambda$  можно использовать формулу Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}},$$

где  $Re = \frac{\omega_i d_i}{\nu}$  – число Рейнольдса для соответствующего участка;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $d_i$  – определяющий размер воздуховода (газохода), м.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений, Па, рассчитываются по уравнению Вейсбаха

$$\Delta h_m = \sum \psi_i \frac{\rho \omega^2}{2},$$

где  $\sum \psi_i$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений для каждого участка. Коэффициенты местных сопротивлений определяются по справочным таблицам [46].

Номинальный напор вентилятора или дымососа выбирается по соотношению

$$H_{п} = \beta_2 \Delta H_{п},$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса по напору,  $\beta_2 = 1,1$ ;  $\Delta H_{п}$ , – расчетное сопротивление (потери напора) воздушного или газового тракта, Па.

Мощность двигателя, кВт, на привод вентилятора или дымососа определяется по уравнению

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q H_{\text{п}}}{3600 \cdot 1020 \eta_{\text{в.д}} \eta_{\text{дв}}},$$

где  $Q$  – производительность вентилятора или дымососа, м<sup>3</sup>/ч;  $H_{\text{п}}$  – перепад полных давлений в тракте, Па;  $\eta_{\text{в.д}}$  – КПД вентилятора или дымососа,  $\eta_{\text{в.д}} = 0,7-0,75$ ;  $\eta_{\text{дв}}$  – КПД электродвигателя,  $\eta_{\text{дв}} \approx 0,9$ .

Характеристика вентиляторов и дымососов приведена в табл. П.5.2, прил. П.5.

Значительную часть времени тягодутьевые машины работают при пониженной по сравнению с расчетной производительностью. Идеальным способом регулирования было бы применение электродвигателей, в которых плавно и без потерь осуществлялось бы изменение частоты вращения прямо пропорционально потребному расходу воздуха (продуктов сгорания). Однако до настоящего времени не создано таких двигателей на переменном токе.

В зарубежной практике широко применяют *гидромуфты*, позволяющие в широком диапазоне от 97 до 20 % плавно регулировать частоту вращения вентилятора. Недостатками гидромуфт являются потери энергии при скольжении, неизбежные при полной нагрузке.

На отечественных электростанциях для регулирования производительности широкое распространение получили *направляющие аппараты*, которые представляют собой поворотные лопатки, устанавливаемые непосредственно перед рабочим колесом вентилятора. Такие аппараты можно применить как для радиальных, так и для осевых машин. При повороте лопаток аппарата особым приводом достигается «закрутка» потока, поступающего на рабочее колесо вентилятора. При этом на частичной нагрузке происходит

уменьшение давления, развиваемого вентилятором, и соответственно уменьшается расход энергии на его привод. Однако эти простые и удобные устройства не во всех случаях обеспечивают экономичное регулирование. Наилучший эффект получается для осевых машин, наихудший – для радиальных вентиляторов с загнутыми лопатками назад. Поэтому для последнего случая применяют комбинированное регулирование – двухскоростные двигатели и направляющие аппараты.

При сильном снижении расхода воздуха происходит переключение двигателя на пониженную частоту вращения, например с 16,6 на  $12,5 \text{ с}^{-1}$ . При промежуточной нагрузке расход воздуха регулируется направляющими аппаратами.

### **10.3. Расширители непрерывной и периодической продувки**

Для использования теплоты непрерывной продувки котлов в котельных устанавливают *расширители* и теплообменники *непрерывной продувки*. Продувочная вода поступает сначала в расширитель. В дросселирующих устройствах расширителя давление ее снижается и одновременно происходит частичное испарение продувочной воды. Образующийся пар отводится из расширителя и направляется обычно в деаэраторы. Отсепарированная горячая вода пропускается через теплообменник, где охлаждается холодной водой, используемой в цикле котельной, и затем сбрасывается в канализацию. В промышленных котельных применяется одноступенчатое расширение продувочной воды. При этом давление в расширителе устанавливается таким, чтобы его было достаточно для продавливания отсепарированной воды через теплообменник и спускные трубопроводы. Обычно оно составляет  $\sim 0,2 \text{ МПа}$ . Регулирование

давления в расширителе производится задвижкой на паропроводе от расширителя.

Выбор расширителя производится исходя из количества продувочной воды котлов и объема образующегося пара при расширении продувочной воды (при норме напряжения объема расширителя  $1000 \text{ м}^3$  образующегося пара в час на  $1 \text{ м}^3$  полезного объема расширителя).

Для котлов среднего и низкого давления промышленность выпускает расширитель с наружным диаметром корпуса 620 мм. Общий вид расширителя непрерывной продувки представлен на рис. 10.3.

Полезный объем расширителя равен  $0,78 \text{ м}^3$ . Практически к котлам производительностью по пару 75 т/ч включают по одному расширителю.

Продувочная вода вводится в корпус расширителя через тангенциально расположенные патрубки, создающие завихрение потока, способствующее процессу сепарации. Пар отводится из расширителя через решетку-сепаратор в крышке расширителя, а отсепарированная вода – через поплавковый регулятор уровня.

Для охлаждения отсепарированной воды могут быть использованы любые водо-водяные теплообменники. Для этого обычно устанавливаются теплообменники типа ПН 552-63 [1, 2].

Для периодической продувки котлов устанавливается один расширитель диаметром 2000 мм на все котлы. Конструкция расширителя периодической продувки представлена на рис. 10.4.

Полезный объем этого расширителя достаточен для продувки любых котлов промышленных котельных. Пар от расширителя

отводится либо в атмосферу, либо в паропровод низкого давления.

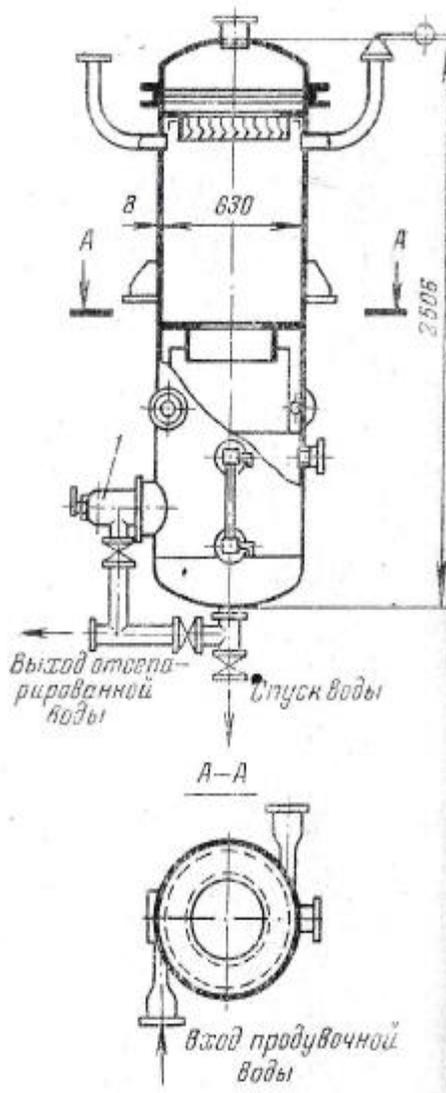


Рис. 10.3. Расширитель непрерывной продувки:  
I – поплавковый регулятор уровня

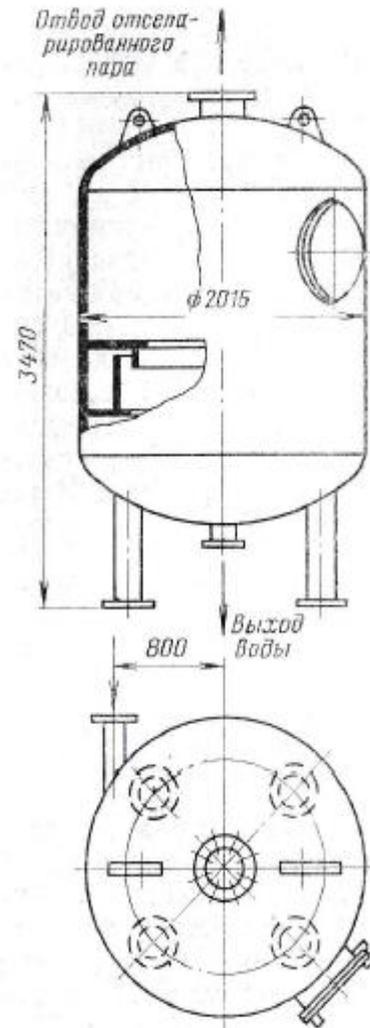


Рис. 10.4. Расширитель периодической продувки (барботер)

Отсепарированная продувочная вода направляется в барботер, где охлаждается сбросными водами и отводится в канализацию.

#### **10.4. Деаэраторы питательной воды паровых котлов**

Деаэрация питательной воды котлов является обязательной для всех промышленных котельных. Присутствие в питательной воде кислорода и углекислоты приводит к коррозии питательных трубопроводов, кипячительных труб и барабанов котлов, в результате которой могут последовать тяжелые аварии. Правилами Госгортехнадзора предписываются следующие нормы остаточного содержания кислорода в питательной воде котлов со стальными экономайзерами: при давлении не превышающем 4 МПа содержание  $O_2$  должно быть не более 30 мкг/кг. Свободная углекислота ( $CO_2$ ) в питательной воде после деаэраторов должна отсутствовать.

В настоящее время для деаэрации питательной воды в котельных и на тепловых электростанциях применяются струйные смешивающие термические деаэраторы [32]. В зависимости от давления, поддерживаемого в деаэраторе, различают деаэраторы атмосферные (ДСА ~ 0,12 МПа), повышенного давления (ДСП ~ 0,6 МПа), и вакуумные (ДСВ ~ 0,0075 МПа). В котельных установках с паровыми котлами на давление до 4 МПа для деаэрации питательной воды применяются атмосферные деаэраторы.

На рис. 10.5 представлен общий вид атмосферного деаэратора с баработажем. В табл.П.6.1, прил. П.6 приведена техническая характеристика деаэраторов.

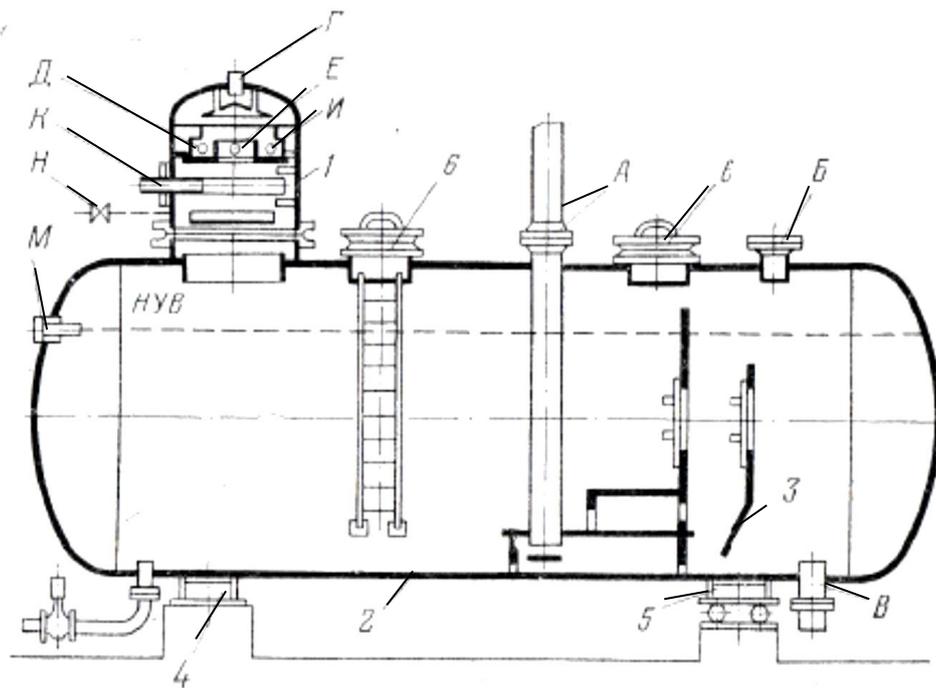


Рис. 10.5. Общий вид атмосферного деаэрата с барботажем  
производительностью 100 т/ч с баком 50 м<sup>3</sup>:

*A* – подвод греющего пара; *B* – подвод пара в паровое пространство бака; *V* – выход воды; *Г* – выпар; *Д, Е, И, Е, Н* – подвод деаэрируемых потоков; *М* – штуцер для подключения гидрозатвора; НУВ – нормальный уровень воды; *1* – деаэрационная колонка; *2* – бак; *3* – барбатажное устройство; *4* – опора неподвижная; *5* – опора подвижная; *6* – люк

Деаэратор состоит из деаэрационной колонки *1*, бака *2* и барботажного устройства *3*. Колонки атмосферных деаэраторов с барботажем имеют два ряда тарелок. Все деаэрированные потоки (химочищенная вода, производственный конденсат, дренажи) направляются на верхнюю тарелку, конденсат от подогревателей

высокого давления (если таковой есть) подается на нижнюю тарелку.

Греющий пар давлением  $\sim 0,17$  МПа подводится в барботажное устройство, пройдя которое он поступает в паровое пространство питательного бака и далее в деаэрационную колонку.

Барботажное устройство состоит из перфорированных погруженных листов и щитов, расположенных перед выходом воды из бака-аккумулятора. Деаэрируемая вода, проходя через барботажное устройство, перегревается относительно температуры насыщения в паровом пространстве бака в зависимости от глубины погружения барботажного устройства, а затем, поднимаясь в верхние слои в баке, вскипает.

Турбулизация воды, создаваемая паром в барботажном устройстве, вскипание ее и интенсивная вентиляция парового пространства бака создают благоприятные условия для удаления из воды кислорода и углекислоты, свободной и связанной. Выпар из деаэратора производится через трубку в верхней части колонки и направляется в атмосферу через охладитель выпара.

### ***Охладители выпара деаэраторов***

Удаление из деаэрационной колонки выделившихся кислорода и углекислоты производится через вестовую трубу в крышке деаэрационной колонки. Вместе с кислородом и углекислотой выходит некоторое количество пара и выносит с собой теплоту, которая при сбросе выпара в атмосферу теряется. В целях использования теплоты выпара деаэраторы снабжаются специальными поверхностными теплообменными аппаратами, в которых производится конденсация выпара химически очищенной водой, подаваемой в деаэратор.

В табл.П.6.2, прил. П.6 приведена техническая характеристика охладителей выпара. Охладители выпара устанавливаются на баках деаэраторов либо в непосредственной близости от них.

### **10.5. Редукционно-охладительные установки**

Редукционно-охладительные установки (РОУ) снижают давление и температуру пара. Применяют их для резервирования регулируемых отборов турбин, а также если требующиеся потребителю параметры пара отличаются от параметров пара из отбора турбин. В первом случае они работают периодически при останове турбины или во время пиковых нагрузок. Во втором случае работа РОУ определяется графиком потребителя и они могут работать непрерывно в течение длительного периода (например, в целлюлозно-бумажном производстве). В зависимости от важности и размеров потребления в этом случае устанавливают разные РОУ.

На тепловых электростанциях с двумя давлениями, когда турбины низкого давления питаются паром из противодавления турбин высокого давления, применяют РОУ на случай остановки турбины высокого давления. РОУ такого назначения должны быть быстродействующими с автоматическим включением (включение за 10–15 с), их называют БРОУ. Снижение давления пара достигается его дросселированием в редукционном клапане специальной конструкции. Для снижения температуры в пар пониженного давления вводится диспергированная питательная вода или конденсат. Схема редукционно-охладительной установки представлена на рис. 10.6. Техническая характеристика РОУ приведена в табл.П.7.1 и П.7.2, прил. П.7.

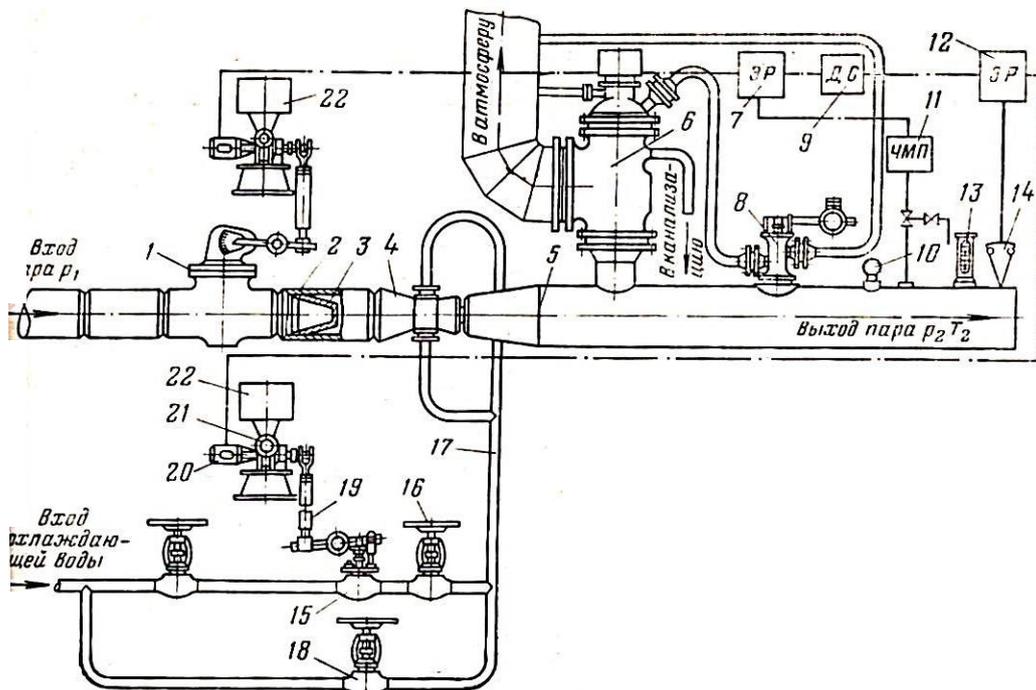


Рис. 10.6. Схема редукционно-охладительной установки  
Барнаульского котельного завода:

1 – клапан регулирующий; 2 – патрубок; 3 – дроссельная решетка;  
4 – смесительная труба или охладитель пара; 5 – трубопровод  
редуцированного пара; 6 – аварийный клапан; 7 – электронный  
регулирующий прибор; 8 – импульсный клапан; 9 – динамическая  
связь; 10 – манометр; 11 – чувствительный манометр; 12 – электрон-  
ный регулятор температуры; 13 – термометр; 14 – термопара; 16 –  
вентиль проходной; 17 – впрыскивающая система; 18 – вентиль  
игольчатый; 19 – штанга к редуктору; 20 – электромотор; 21 – редук-  
тор; 22 – колонка дистанционного управления (КДУ) в смесительном  
патрубке 4 с шумоглушителями между клапаном 1 и патрубком 4  
имеют вставку 2 с дроссельной решеткой 3.

Редуцирование пара производится редуционным клапаном *I* золотникового типа, а охлаждение до нужной температуры в смесительном патрубке 4.

В зависимости от производительности РОУ и параметров свежего и редуцированного пара устанавливаются одна и две дополнительные ступени редуцирования. На трубопроводе за РОУ устанавливаются предохранительные клапаны. Давление и температура после РОУ регулируются автоматически с помощью электронной аппаратуры. Заводом отдельно поставляются установки для охлаждения пара (без редуцирования). Работа большинства РОУ связана со значительным шумом, что необходимо учитывать при их размещении.

#### **10.6. Шлакоудаление из топки котельного агрегата**

Назначение системы шлакозолоудаления – собрать шлак, уловленный в топочной камере, и золу, уловленную в золоуловителе, и удалить их за пределы электрической станции. На мощных электростанциях применяют преимущественно гидравлическую систему шлакозолоудаления.

Шлак, образующийся в топочной камере и уловленный шлакосмывным устройством, и зола, уловленная в золоуловителе, золосмывным устройством подаются в заполненный водой золосмывной канал. Для бесперебойного транспорта шлака по шлаковому каналу на некотором расстоянии один от другого установлены побудительные сопла. Шлак из топки и зола из золоуловителей транспортируется водой к багерному насосу со шлакодробилкой, перекачивающему шлакозоловую смесь (пульпу) по шлакозолопроводу на золоотвал.

Для удаления шлака из топок мощных котлов с жидким шлакоудалением применяют механизированные устройства непрерывного действия.

На рис. 10.7 показано устройство со скребковым транспортом, передвигающим шлак по дну заполненной ванны.

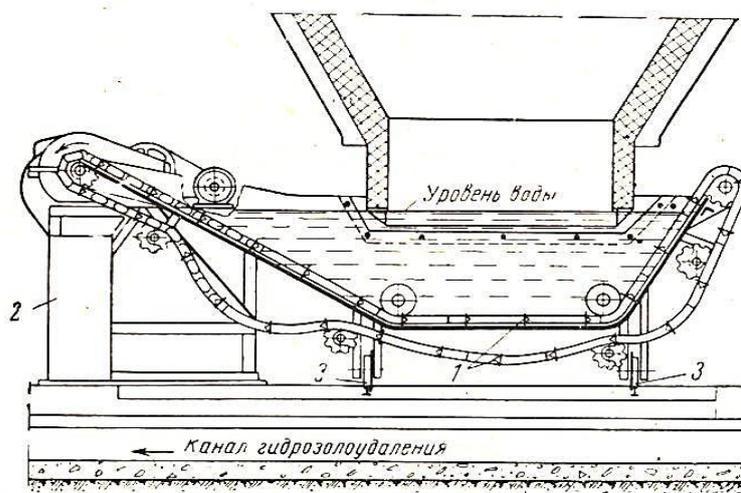


Рис. 10.7. Скребковый транспортер для непрерывного механизированного шлакоудаления:

- 1 – скребки; 2 – короб для отвода шлака со шлакодробилкой;  
3 – ролики для выкатывания ванны из-под топки

Ванна установлена на платформе и может по рельсам выкатываться из-под топки для ремонта и осмотра. В ванне поддерживается постоянный уровень воды с помощью переливаемой трубы. Шахта и шлаковый затвор должны обладать большой плотностью для предотвращения утечек воды. Соединение шахты с подом топки осуществляется с помощью водяного затвора-компенсатора. Удельный расход воды на смыв шлака из ванны находится в пределах 2–4 кг/кг.

Шлакоудаление со скребковым устройством обеспечивает непрерывную работу шлакоудаления. Скребковые транспортеры применяются как для жидкого, так и для гранулированного шлакоудаления. Шлак, падающий в ванну, с помощью скребкового конвейера транспортируется в шлакодробилку, а оттуда в канал гидрозолоудаления.

При работе как самого котельного агрегата, так и вспомогательного оборудования необходимо соблюдать правила технической эксплуатации установок.

## **Глава 11. ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Котельные установки представляют комплекс сложного оборудования, правила эксплуатации которого строго регламентированы. Основным элементом котельной установки – паровой котел. Эксплуатация паровых котлов должна обеспечивать надежную и экономичную выработку пара требуемых параметров и безопасные условия работы персонала. Паровой котел относится к непрерывно действующим аппаратам, парообразующие элементы которого находятся под высоким давлением. В процессе эксплуатации трубные поверхности подвергаются внешней и внутренней коррозии, а также внешнему золовому износу. Вследствие этого существуют правила периодического контроля трубных частей, а также гидравлического испытания котла на прочность.

В процессе работы котла необходимо обеспечить непрерывность подачи топлива и его подготовку (размол и подсушку), нагрев и непрерывный подвод воздуха, непрерывную подачу химически

очищенной воды и другие условия. Нарушение любого из этих условий может вызвать аварию котельного агрегата и повлечь травмирование персонала. Режим работы котельного агрегата должен соответствовать оптимальным режимным условиям, обеспечивающим устойчивость и оптимальную экономичность протекающих в нем процессов. Кроме того, паропроизводительность котлов и параметры вырабатываемого пара должны согласовываться с потребностью энергоустановок и технологических аппаратов. Выполняются все эти условия при помощи измерительных и регулирующих приборов. Однако это не освобождает персонал от постоянного наблюдения за режимом работы котельной установки. Эксплуатация котельных установок должна вестись в соответствии с правилами, нормами и руководящими указаниями, в частности – в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов» Госгортехнадзора, «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» и др.

На основе этих материалов для каждой котельной установки должны быть составлены должностные и технологические инструкции по обслуживанию оборудования, ремонту, технике безопасности, предупреждению и ликвидации аварий и т. п., а также технические паспорта на оборудование, исполнительные, оперативные и технологические схемы трубопроводов, на вспомогательное оборудование и др.

Эксплуатация паровых котлов должна вестись по производственным заданиям, составляемым исходя из плана и графика выработки пара, расхода топлива, расхода электроэнергии на собственные нужды. Должны быть оперативный журнал, в который заносятся распоряжения и записи дежурного персонала о работе оборудования, а также ремонтная книга.

## Раздел II. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

### Глава 12. ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

#### 12. 1. Термодинамические процессы

##### в сопловом аппарате и на лопатках

*Паровая турбина* – это тепловой двигатель, в котором потенциальная энергия пара последовательно преобразуется в кинетическую энергию струи, а затем в механическую энергию вращения ротора двигателя. Принципиальная схема простейшей паровой турбины изображена на рис. 12.1.

Пар поступает из котельного агрегата по паропроводу в сопло 1 паровой турбины, в котором происходит расширение пара при значительном увеличении его скорости. Из сопла пар направляется на рабочие лопатки 2, закрепленные на внешней окружности диска 3. Усилия, вызванные поворотом струи пара в каналах рабочих лопаток, приводят во вращение диск 3 и вал турбины 4. Вал турбины с помощью муфты соединяется с ротором электрического генератора.

Таким образом, в соплах паровой турбины происходит превращение потенциальной энергии пара в кинетическую энергию потока пара. На рабочих лопатках эта энергия преобразуется в механическую энергию вращения вала, а в электрическом генераторе механическая энергия превращается в электрическую.

Отработавший в турбине пар поступает в поверхностный теплообменный аппарат – конденсатор, где пар конденсируется, и образовавшийся конденсат насосами перекачивается в котельный агрегат. В паровой турбине диск с закрепленными на нем рабочими лопатками и валом называется *ротором*. Один ряд сопел и один диск

с лопатками носит название *ступени*.

Рассмотрим кинематику потока пара на рабочих лопатках ступени. Приращение кинетической энергии потока пара на выходе из сопла можно определить из выражения

$$\frac{C_{1T}^2 - C_0^2}{2} = i_0 - i_{01}, \quad (1)$$

где  $C_0, i_0$  — соответственно скорость и энтальпия пара перед соплом;  $C_{1T}, i_{01}$  — соответственно теоретические скорость и энтальпия пара на выходе из сопловой решетки.

Если принять, что скорость пара перед соплом  $C_0 = 0$ , то получим

$$\frac{C_{1T}^2}{2} = i_0 - i_{01} = h_{01}, \quad (2)$$

где  $h_{01}$  — *располагаемый теплоперепад* в соплах.

В реальных условиях истечение пара из сопел сопровождается *потерями на трение и вихревое движение*, вследствие чего скорость потока уменьшается до значения

$$C_1 = \varphi C_{1T}, \quad (3)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости пара в сопле; для современных сопловых аппаратов коэффициент  $\varphi = 0,9-0,98$ .

Потеря кинетической энергии в соплах превращается в теплоту и повышает энтальпию пара на выходе из сопел. Эта потеря ( $h_c$ ) равна

$$h_c = \frac{C_{1T}^2 - C_1^2}{2} = \frac{C_{1T}^2 - \varphi^2 C_{1T}^2}{2} = \frac{(1 - \varphi^2) C_{1T}^2}{2}. \quad (4)$$

С учетом потерь в соплах расширение пара в них от давления  $P_0$  до давления  $P_1$  будет протекать не по изоэнтропе, а по условной политропе, которая близка к прямой при изображении процесса расширения пара в  $i$ - $S$ -диаграмме (рис. 12.2).

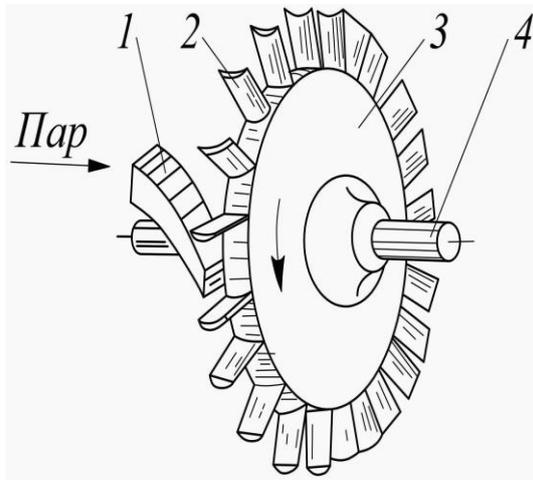


Рис. 12.1. Схема простейшей турбины

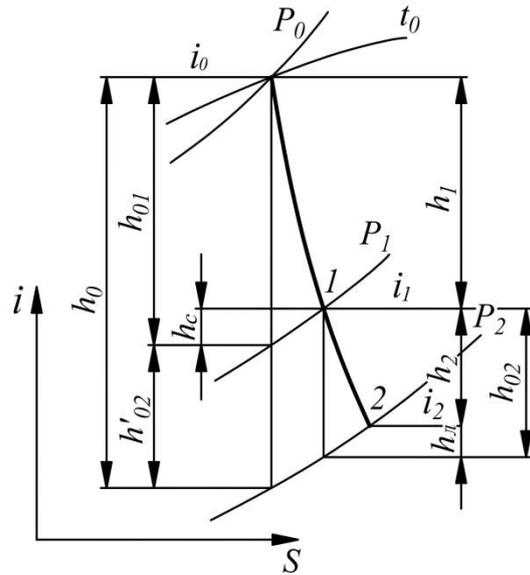


Рис. 12.2. Процесс расширения пара в турбинной ступени в

$i$ – $S$ -диаграмме:

$h_0$  — располагаемый теплоперепад;  $h_{01}, h_1$  — соответственно располагаемый и использованный теплоперепад в соплах;  $h_c$  — потери в соплах;  $h'_{02} \approx h_{02}, h_2$  — соответственно располагаемый и использованный теплоперепад на лопатках;  $h_l$  — потери теплоты на лопатках

Поток пара выходит из сопел со скоростью  $C_1$  (точка 1) и поступает в каналы рабочих лопаток. За счет частичного расширения пара от давления  $P_1$  до давления  $P_2$  скорость пара в лопатках может возрастать. В этом случае все располагаемое теплопадение в ступени от начального до конечного состояния  $h_0$  может быть разбито на две части:  $h_{01}$  — располагаемый теплоперепад в соплах и  $h'_{02}$  — располагаемый теплоперепад на лопатках.

Наличие потерь в соплах приводит к тому, что состояние пара на выходе из лопаток определяется точкой 2, а действительный теплоперепад на лопатках представлен величиной  $h_{02}$ , которая несколько больше, чем  $h'_{02}$ . Отношение теплоперепада на лопатках  $h_{02}$  к теплоперепаду всей ступени называют *степенью реакции* ( $\rho$ ):

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \approx \frac{h_{02}}{h_0}. \quad (5)$$

Поток пара выходит из сопел с абсолютной скоростью  $C_1$ . Угол наклона этого потока к плоскости вращения диска равен  $\alpha_1$ . Лопатки, закрепленные на диске, вращаются с окружной скоростью  $u = \pi d n$  ( $d$  – средний диаметр ступени;  $n$  – частота вращения рабочего колеса). При этом струя пара при входе в лопаточный аппарат имеет относительную скорость  $W_1$ , которая находится как разность векторов  $C_1$  и  $u$ . Вычитание векторов можно выполнить графически путем построения треугольников скоростей (рис. 12.3).

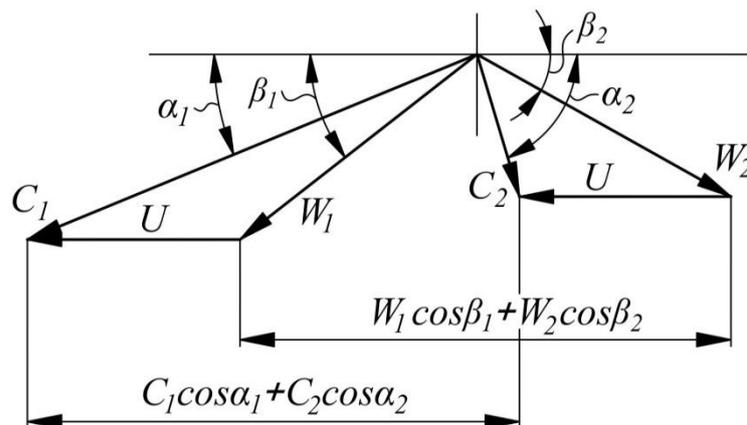


Рис. 12.3. Диаграмма скоростей для ступени турбины

Из построения определяется угол входа потока пара на рабочие лопатки  $\beta_1$ . В случае, если на рабочих лопатках происходит расширение пара, теоретическая относительная скорость пара на выходе из лопаток

$$w_{2T} = \sqrt{w_1^2 + 2h_{02}}. \quad (6)$$

При наличии потерь на трение и завихрения потока пара в межлопаточных каналах относительная скорость пара на выходе из лопаток  $W_2$  будет меньше  $w_{2T}$ , что учитывается коэффициентом скорости пара на лопатках  $\psi$ . Тогда

$$W_2 = \psi w_{2T}. \quad (7)$$

Паровой поток будет выходить с рабочих лопаток под углом  $\beta_2$  к плоскости вращения диска,  $\beta_2 = \beta_1 - (2-10^\circ)$ .

Коэффициент скорости пара  $\psi$  определяется на основе опытных данных в зависимости от высоты лопатки и угла поворота  $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$  и лежит в пределах 0,92–0,95. Потерянная кинетическая энергия на лопатках превращается в теплоту и повышает энтальпию пара на выходе из лопаток. Потери теплоты в лопаточных каналах

$$h_{л} = \frac{w_{2T}^2 - w_2^2}{2} = \frac{(1 - \psi^2)w_{2T}^2}{2}. \quad (8)$$

Абсолютная скорость потока, покидающего рабочие лопатки  $C_2$ , может быть определена векторным сложением относительной скорости  $W_2$  и окружной скорости  $u$ . Кинетическая энергия выходящего из лопаток потока пара не может быть использована в одноступенчатой турбине. Потери энергии с выходной скоростью повышают энтальпию пара (см. рис. 12.2) и определяются выражением

$$h_{в.с} = \frac{C_2^2}{2}. \quad (9)$$

Для определения КПД турбинной ступени найдем усилия, действующие на лопатки. Движущийся поток действует на рабочие лопатки с силой  $P$ . Вращение ротора вызывает проекция силы на направление окружной скорости, т. е. окружная скорость  $P_u$ . Найдем эту силу, используя закон изменения количества движения, для чего из треугольников скоростей, с учетом приведенных на рис. 12.3 обозначений углов, найдем проекции скоростей на окружное направление.

Тогда окружная сила

$$\begin{aligned} P_u &= G (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ &= G (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \end{aligned} \quad (10)$$

где  $G$  – массовый расход пара через ступень, кг/с.

Удельная работа ступени (мощность), развиваемая единицей массы рабочего тела, равна произведению силы  $P_u$  на путь, пройденный лопаткой в секунду, т. е.

$$L = P_u u. \quad (11)$$

Располагаемая энергия ступени может быть определена как сумма располагаемого теплопадения в ступени  $h_0$  и кинетической энергии потока при входе в рассматриваемую ступень:

$$E_0 = \frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_0^2}{2} + h_{01} + h_{02}. \quad (12)$$

Если отнести полученную на лопатках мощность к располагаемой энергии ступени, приняв  $C_0 = 0$ , определим относительный КПД турбинной ступени на лопатках:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ол}} &= \frac{L}{E_0} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{h_0} = \\ &= \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{h_0}. \end{aligned} \quad (13)$$

Если весь теплоперепад ступени срабатывается в соплах, то согласно (11)  $h_{02} = 0$  и  $h_{02} = h_{01}$ . Подставив в (12) значение  $h_{01}$  из (2) с учетом (3), получим

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{2 u \varphi^2}{c_1^2} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (14)$$

КПД ступени имеет большое значение, поскольку им в основном определяется общий КПД турбины. Из треугольников скоростей (см. рис. 12.3) имеем

$$w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u.$$

Поскольку в рассматриваемом случае  $h_{02} = 0$ , то согласно формулам (5) и (6)  $w_2 = \psi w_1$  и, следовательно,

$$w_2 = \psi w_1 = \frac{\psi(c_1 \cos \alpha_1 - u)}{\cos \beta_1}.$$

Подставив это выражение в уравнение (14), после преобразования получим:

$$\eta_{\text{ол}} = 2 \varphi^2 \left(1 + \frac{\psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) (\cos \alpha_1 - x_1) x_1, \quad (15)$$

где  $x_1 = u/c_1$  — отношение окружной скорости вращения диска с лопатками к действительной скорости истечения пара из сопел.

По формуле (15) при значениях  $x_1 = 0$  и  $x_1 = \cos \alpha_1$  КПД оказывается равным нулю, а при  $x_1 = \cos \alpha_1/2$  достигает максимума. Следовательно, наибольший КПД получается при минимальных углах  $\alpha_1$ . Этот угол принимают равным  $12-18^\circ$ . Наивыгоднейшее отношение  $x_1$  лежит в пределах  $0,4-0,5$ .

Относительный КПД ступени на лопатках учитывает потери в соплах, на лопатках и с выходной скоростью, поэтому он может быть определен по формуле

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{h_0 - h_c - h_{\text{л}} - h_{\text{в.с}}}{h_0}. \quad (16)$$

Потери с выходной скоростью пара могут быть уменьшены за счет частичного использования энергии с выходной скорости пара в последующих ступенях многоступенчатых турбин.

Кроме перечисленных потерь, в ступени турбины возникают и другие внутренние потери. К ним относятся *потери на трение* и *вентиляцию*. При вращении в паровом пространстве диска с закрепленными лопатками необходимо затрачивать мощность на преодоление *трения*. Кроме того, если пар подводится на рабочие лопатки через сопла, размещенные не по всей окружности ступени (парциальный подвод пара), то возникают *потери на вентиляцию*. Эти потери возрастают с уменьшением *степени парциальности*, представляющей собой отношение дуги подвода пара к длине всей окружности, на которой размещены сопла. При парциальном подводе пара необходимо затратить также *энергию на выталкивание* неподвижной массы пара из каналов рабочих лопаток при их подходе

к соплам, из которых вытекает паровой поток. Эти *потери* называются *концевыми* или *потерями на выколачивание*.

Некоторые специфические потери возникают в многоступенчатых турбинах. К ним относятся *потери от утечек пара*, которые обусловлены его перетеканием через внутренние зазоры турбины. Пар утечек не совершает полезной работы и поэтому имеет более высокую энтальпию, нежели основной паровой поток. Смешение этих потоков повышает энтальпию отработавшего пара и, следовательно, потерю теплоты с ним. Последние ступени конденсационных турбин работают в области влажного пара. В таких ступенях имеются *потери от влажности*, возникающие в результате ударов капель воды о спинки рабочих лопаток, тормозя их перемещение. Удар частиц влаги о спинки и входные кромки лопаток приводит к уменьшению КПД ступени и вызывает разрушение поверхности металла лопаток, называемое *эрозией*. Все указанные внутренние потери повышают конечную энтальпию пара и уменьшают использованный теплоперепад, преобразуемый в работу внутри турбины.

Отношение использованного теплоперепада в турбине  $H_i$  к располагаемому теплоперепаду  $H_0$  (рис. 12.4) называется *внутренним относительным КПД турбины*:

$$\eta_{0i} = \frac{H_0 - \sum h_{\text{п}}}{H_0} = \frac{H_i}{H_0}, \quad (17)$$

где  $\sum h_{\text{п}}$  – сумма внутренних потерь в турбине.

Этот КПД определяется также отношением мощности, развиваемой паром внутри турбины  $N_i$ , к мощности идеальной турбины  $N_0$ ,

работающей без потерь

$$\eta_{0i} = \frac{N_i}{N_0}. \quad (18)$$

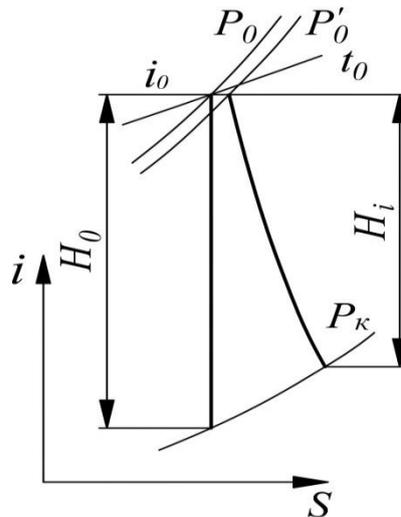


Рис. 12.4. Тепловой процесс турбины без отборов пара:

$H_0$  – располагаемый теплоперепад в турбине;  $H_i$  – использованный теплоперепад

Кроме *внутренних*, имеются *внешние потери*, уменьшающие мощность, развиваемую паром внутри турбины. К ним относятся *потери от утечки пара через концевые уплотнения* между валом и корпусом турбины, а также *механические потери*, определяемые затратой мощности на *преодоление трения в подшипниках* турбины и на *привод вспомогательных механизмов*. Мощность на валу турбины называется *эффективной*  $N_e$ . Эта мощность меньше внутренней  $N_i$  на величину механических потерь. Отношение эффективной мощности к внутренней мощности называется механическим КПД турбины

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (19)$$

Если паровая турбина является приводным двигателем генератора электрического тока, то электрическая мощность турбины на клеммах

генератора  $N_{\text{э}}$  меньше эффективной мощности турбины на величину потерь в генераторе. Отношение этих мощностей представляет электрический КПД генератора

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{N_{\text{е}}}. \quad (20)$$

Для большинства современных турбоагрегатов принимается КПД:

$$\eta_{0i} = 0,75-0,88; \eta_{\text{м}} = 0,99-0,995; \eta_{\text{э}} = 0,97-0,985.$$

В том случае, если приводной турбиной электрогенератора служит турбина без отборов пара, то электрическая мощность, кВт, развиваемая генератором, определяется выражением

$$N_{\text{э}} = D H_0 \eta_{0i} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э}}, \quad (21)$$

где  $D$  – расход пара на турбину, кг/с;  $H_0$  – располагаемый теплоперепад в турбине, кДж/кг.

## 12.2. Активная и реактивная турбины

Ступень турбины, в которой весь теплоперепад срабатывается только в соплах, превращаясь в кинетическую энергию потока пара, называется *активной ступенью*. Для такой ступени степень реакции  $\rho$ , определяемая выражением (5), равна нулю. При значениях  $\rho$  до 0,1–0,15 ступень также принято называть активной с небольшой степенью реакции. Если степень реакции значительна (0,4–0,6), т. е. когда значительная часть теплоперепада *срабатывается* на рабочих лопатках, ступень называется *реактивной*. Более высокие степени реакции в паровых турбинах, как правило, не применяют.

На рис. 12.5 изображена схема простейшей одноступенчатой

активной турбины (Лаваля). Здесь же показаны графики изменения давления и абсолютной скорости пара в соплах и рабочих лопатках этой турбины.

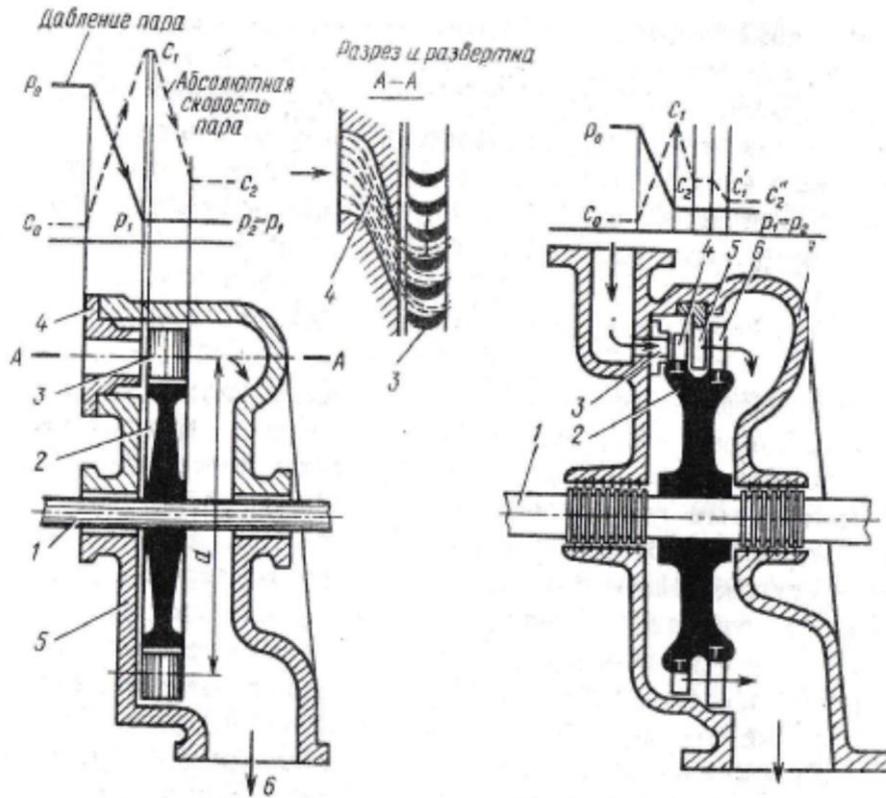


Рис. 12.5. Схема одноступенчатой активной турбины:

1 – вал; 2 – диск; 3 – лопатки; 4 – сопло; 5 – корпус; 6 – выхлопной патрубок

Рис. 12.6. Схема активной турбины со ступенями скорости:

1 – вал; 2 – диск; 3 – сопло; 4 – первый ряд рабочих лопаток; 5 – направляющие лопатки; 6 – второй ряд рабочих лопаток; 7 – корпус

Пар поступает в сопла 4, где расширяется, приобретая значительную скорость  $C_1$ , и направляется на рабочие лопатки 3, на

которых происходит снижение скорости до  $C_2$ , т. е. происходит преобразование кинетической энергии пара в механическую энергию вращения диска 2, закрепленного на валу 1. Ротор турбины помещен в корпус 5. В местах прохода вала через корпус установлены лабиринтовые уплотнения для сокращения протечек пара (на рисунке не показаны).

Как следует из анализа уравнения (15), наивыгоднейшее отношение  $x_1 = u/C_1$  для активной ступени близко к 0,5, т. е. когда окружная скорость близка к половине скорости потока. При срабатывании значительных теплоперепадов скорости потоков пара  $C_1$  получаются большими, следовательно, для обеспечения высокого КПД должна быть высокой и окружная скорость  $u$ . Увеличение окружной скорости ограничивается допустимой величиной центробежных сил, действующих на рабочие лопатки. В силу указанных особенностей одноступенчатые активные турбины имеют малую мощность и низкую экономичность, что и ограничивает их применение.

### ***12.2.1. Активные турбины со ступенями скорости***

Для более полного использования кинетической энергии пара в активной турбине можно применить рабочее колесо с двумя рядами лопаток, между которыми размещены направляющие лопатки (рис. 12.6). Такую турбину называют двухвенечным скоростным колесом (диском Кертиса). В этой турбине пар выходит из сопла 3 с большой скоростью, в первый ряд рабочих лопаток 4, где часть его скоростной энергии превращается в работу. Выйдя из каналов рабочих лопаток

первого ряда, пар идет на неподвижные, закрепленные в корпусе, направляющие лопатки 5. В этих лопатках происходит лишь изменение направления потока пара, обеспечивающее вход потока пара на второй ряд рабочих лопаток 6, в соответствии с их профилем. После расширения в соплах до давления  $P_1$  пар больше не расширяется. На лопатках обеих ступеней происходит использование скоростного напора, в результате чего скорость снижается от  $C_1$  до  $C_2$  при постоянном давлении. Двухвенечный диск Кертиса применяют для привода вспомогательных механизмов, а также в качестве первой ступени (регулирующей) в современных многоступенчатых турбинах.

### ***12.2.2. Реактивные турбины***

Как было сказано ранее, если расширение пара происходит не только в соплах, но и в каналах рабочих лопаток, то такая турбина называется *реактивной*. Пар расширяется в каналах направляющих лопаток от давления  $P_0$  до промежуточного давления  $P_1$ , а затем в каналах рабочих лопаток – до конечного давления  $P_2$ . Абсолютная скорость пара соответственно возрастает в направляющих лопатках от  $C_0$  до  $C_1$  и уменьшается на рабочих лопатках от  $C_1$  до  $C_2$ .

### **12.3. Классификация паровых турбин**

Типы паровых турбин зависят от характера теплового процесса, параметров пара и конструктивного исполнения.

По характеру теплового процесса различают следующие основные типы турбин:

- *конденсационные турбины*, в которых отработавший пар при давлении ниже атмосферного поступает в конденсатор, где его теплота отдается охлаждающей воде и полезно не используется;

- *конденсационные турбины с регулируемым отбором пара* (одним или двумя), в которых часть пара отбирается из промежуточных ступеней для теплоснабжения потребителей, а остальное количество пара проходит через последующие ступени турбины и направляется в конденсатор;

- *турбины с противодавлением*, отработавший пар в которых при давлении выше атмосферного поступает к тепловым потребителям, где его теплота используется для производственных или отопительных целей;

- *турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара*, в которых часть пара из промежуточной ступени поступает в отбор, а остальное количество пара проходит через последующие ступени турбины и направляется (как из отбора) к тепловому потребителю, но при более низком давлении.

Все указанные турбины могут иметь нерегулируемые отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды, поступающей в парогенераторы.

По параметрам свежего пара паровые турбины бывают:

1. Низких параметров.
2. Средних параметров.
3. Высоких параметров.
4. Сверхвысоких начальных параметров.

По конструктивным особенностям турбины различают:

- по числу ступеней;
- по числу цилиндров и валов;

- по способу парораспределения (сопловое, дроссельное и комбинированное).

Согласно ГОСТ 3618–76 приняты следующие буквенные обозначения турбин:

П – конденсационные с производственным отбором пара.

Т – конденсационные с теплофикационным (отопительным) отбором пара.

ПТ – конденсационные с двумя регулируемые отборами пара (производственным и теплофикационным).

Р – с противодавлением.

ПР – с противодавлением и производственным отбором пара.

Следующая за буквой цифра указывает номинальную мощность турбины в мегаваттах. Далее цифрами обозначается давление пара перед турбиной (в атмосферах), давление пара в производственном отборе или противодавление. Например, турбина ПТ-60-130/13 – это конденсационная турбина с производственным и теплофикационным отборами пара с номинальной мощностью 60 МВт, начальным давлением 130 ат (12,7 МПа) и с номинальным давлением в производственном отборе 13 ат (1,27 МПа). Номинальное давление в теплофикационном отборе принято 1,2 ат (0,12 МПа) и в обозначении турбины не указывается.

Паровые турбины, отпускающие пар тепловым потребителям из отборов или противодавления, т. е. турбины типа П, Т, ПТ, Р, и ПР, называются *теплофикационными турбинами*. Такие турбины применяют для теплоснабжения технологических потребителей целлюлозно-бумажного производства (ЦБП) и для отпуска пара на нагрев воды, идущей на отопление и бытовые нужды. Основные

характеристики теплофикационных турбин, применяемых на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) ЦБП, приведены в табл. 4. В таблице не указаны турбины с начальными параметрами пара:  $P = 8,83$  МПа ( $90$  кг/см<sup>2</sup>),  $t = 535^{\circ}\text{C}$ . Эти турбины сняты с производства, а имеющиеся на ТЭЦ ЦБП будут демонтированы.

Таблица 4

**Техническая характеристика теплофикационных турбин,  
применяемых на ТЭЦ ЦБП**

Турбина	Мощность, МВт	Параметры пара	
		Давление, МПа	Температура, °С
Т-50/60-130	50/60	12,75	555
Т-100/20-130	100/20	12,75	555
ПТ-50/60-130/7	50/60	12,75	555
ПТ-60-130/13	60	12,75	555
ПТ-80-130/13	80	12,75	555
ПТ-135/165-130/15	135/165	12,75	555
ПТ-12-35/10	12	3,43	435
П-6-35/5	6	3,43	435
ПР-6-35/15/5	6	3,43	435
ПР-6-35/10/5	6	3,43	435
Р-12-35/5	12	3,43	435
Р-6-35/5	6	3,43	435

Окончание табл. 4

Турбина	Расход пара, т/ч		
	При номинальных отборах	Номинальный производственный отбор	Номинальный теплофикационный отбор
Т-50/60-130	265	—	180
Т-100/20-130	485	—	290
ПТ-50/60-130/7	300	118	160
ПТ-60-130/13	300	115	160
ПТ-80-130/13	470		
ПТ-135/165-130/15	760	320	210
ПТ-12-35/10	119	50	40
П-6-35/5	55,8	40	—
ПР-6-35/15/5	84,5	35	—
ПР-6-35/10/5	80,5	50	—
Р-12-35/5	114,7	—	—
Р-6-35/5	60	—	—

Паровые турбины характеризуются номинальными параметрами, к которым относят номинальное давление и температуру пара в регулируемом отборе или на выхлопе противодавленческой турбины, а также номинальное давление в конденсаторе. Мощность, развиваемая турбиной при указанных параметрах пара, называется *номинальной*, а расход пара на турбину при этой мощности и номинальных величинах отборов – *номинальным расходом свежего пара*.

## 12.4. Конструкция паровых турбин

Для современной энергетики характерным является создание мощных конденсационных турбин, входящих в состав энергоблоков на тепловых электростанциях. Турбина вместе с котлом, питающим ее паром, образуют *моноблок*. На отечественных конденсационных электростанциях (КЭС) установлены моноблоки 150 и 200 МВт с параметрами пара перед турбинами 13 МПа и 540 °С; 300, 500 и 800 МВт с параметрами 24 МПа и 540 °С. Поставщиками современных мощных турбин являются Харьковский турбинный завод (ХТЗ) и Ленинградский металлический завод (ЛМЗ).

На тепловых электростанциях ЦБП устанавливают различные теплофикационные турбины (см. табл. 4). На энерготехнологических ТЭЦ применяют турбины небольшой мощности и, в частности, турбины с противодавлением типа Р-12-35/5, выпускаемые Калужским турбинным заводом (КТЗ).

Конструкция турбины показана на рис. 12.7. Свежий пар поступает в клапанную коробку 1, где размещены регулирующие клапаны 2, последовательное открытие которых обеспечивает сопловое парораспределение. Пройдя регулирующие клапаны, пар поступает в сопла 3 и далее на рабочие лопатки 4 регулирующей ступени. Затем через сопла и лопатки семи нерегулируемых ступеней пар идет в выхлопной патрубок 7, из которого направляется к потребителю. Ротор турбины 6 – сборный. Все восемь рабочих дисков посажены на вал с натягом. Диафрагмы, в которых размещены сопловые лопатки, закреплены в корпусе 5.

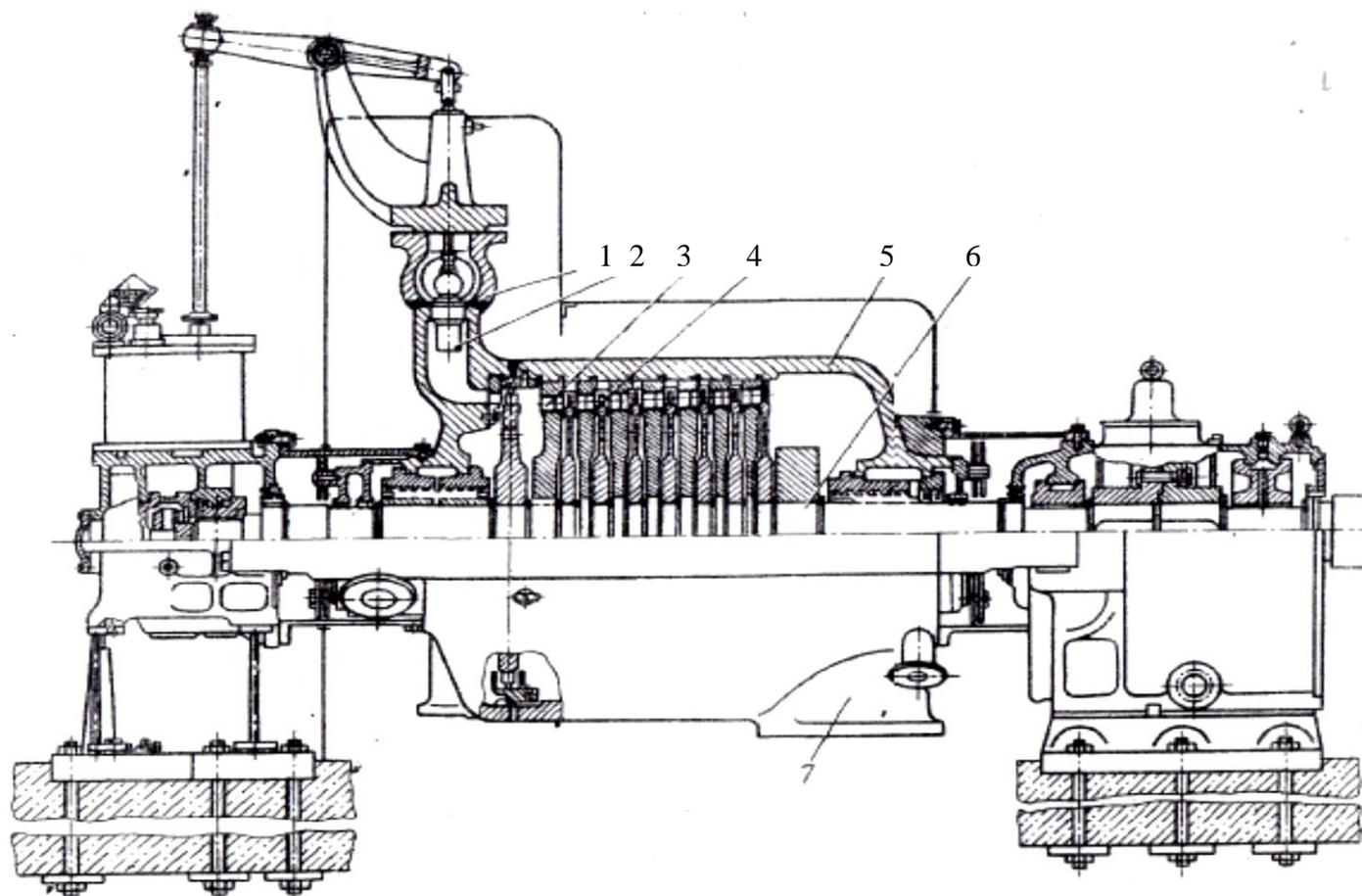


Рис. 12.7. Продольный разрез турбины P-12-35/5

За рабочим диском последней нерегулируемой ступени на валу турбины установлена дополнительная вращающаяся масса, позволяющая унифицировать турбину. Замена этой массы двумя дополнительными ступенями позволяет выполнить турбину с меньшим давлением пара в ее выхлопном патрубке. Задний подшипник турбины закреплен на фундаменте, а передний опирается на гибкую опору, имеющую возможность перемещаться в продольном направлении при тепловом расширении цилиндра турбины.

### **12.5. Регулирование работы паровой турбины**

Мощность турбины при ее работе может меняться в широких пределах от холостого хода до максимального значения. Это достигается изменением расхода протекающего через турбину пара при поддержании постоянной частоты вращения вала турбины. Способ управления впуском пара в турбину называется *способом парораспределения (регулирования)*. Существуют сопловое, дроссельное и обводное парораспределение. При *сопловом способе* парораспределения пар поступает к соплам первой (регулирующей) ступени турбины через несколько регулирующих клапанов. Эти клапаны открываются и закрываются последовательно при изменении нагрузки турбины. Дросселирование пара происходит только в частично открытом клапане, тогда как через полностью открытые клапаны пар протекает без изменения начального давления.

*Дроссельный способ парораспределения* отличается от соплового тем, что все количество подводимого к турбине пара проходит через один регулирующий (дроссельный) клапан. При сниженных нагрузках турбины весь пар подвергается *мятию*, что снижает давление пара,

подводимого к соплам первой ступени, и увеличивает потери от дросселирования по сравнению с сопловым способом регулирования. Следовательно, сопловое регулирование более экономично, чем дроссельное.

*При обводном парораспределении* часть свежего пара через обводные клапаны (байпасы) подводится в промежуточную ступень турбины. Обвод пара применяется для увеличения ее мощности сверх определенного значения.

У паровых турбин для привода генераторов электрического тока частота вращения постоянна, ее поддерживают автоматическим регулированием. Принципиальная схема регулирования представлена на рис. 12.8.

Вал центробежного регулятора *1* получает вращательное движение от вала турбины через червячную передачу *2*. Муфта *3* центробежного регулятора связана рычажной связью с золотником, который управляет подводом масла в цилиндр сервомотора *5*. Масляный насос *9* подает масло из бака *7* к золотнику *4* системы регулирования. Кроме того, масло от насоса через редуктор давления *8* и маслоохладитель *6* идет к подшипникам турбины. Из подшипников нагретое масло стекает в масляный бак *7*. Система регулирования работает следующим образом. Например, в случае снижения электрической нагрузки частота вращения турбины будет возрастать, так как проходящий через турбину расход пара соответствует большей нагрузке. Грузы центробежного регулятора *1*, преодолевая натяжение пружины, начнут расходиться, поднимая муфту *3* и соединенный с нею золотник *4*. Масло, подаваемое насосом к золотниковой гильзе, при перемещении золотника получит доступ в верхнюю полость сервомотора *5*.

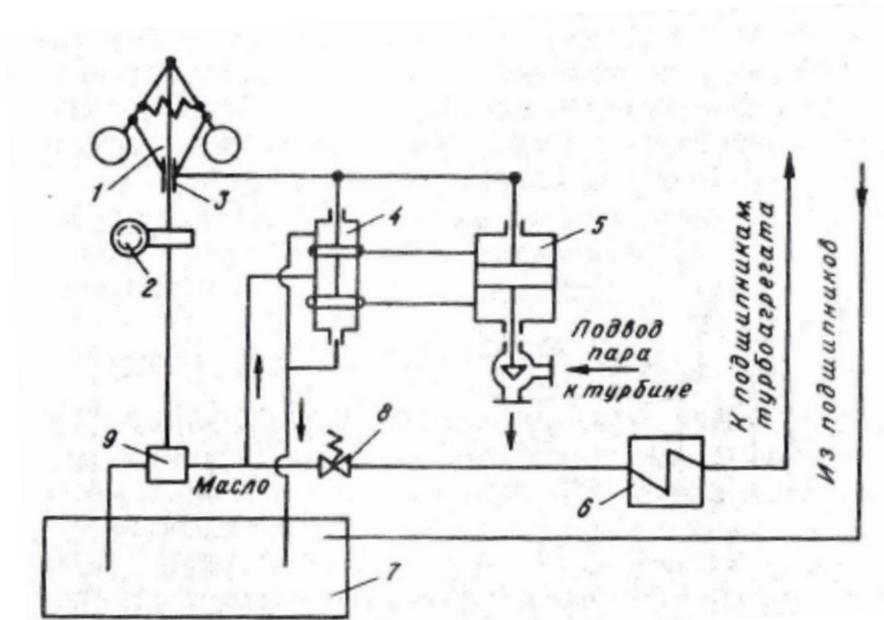


Рис. 12.8. Принципиальная схема регулирования:

- 1 – центробежный регулятор; 2 – червячная передача; 3 – муфта центробежного регулятора; 4 – золотник системы регулирования; 5 – сервомотор; 6 – маслоохладитель; 7 – масляный бак; 8 – редуктор давления масла; 9 – масляный насос

Поршень будет опускаться, уменьшая доступ пара в турбину и, как следствие, снижая частоту вращения до минимального значения и мощность, развиваемую турбиной.

## Глава 13. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Конденсационное устройство предназначено для конденсации отработавшего в паровой турбине пара, поступающего из ее выхлопа в конденсатор. В паротурбинных установках применяют поверхностные

конденсаторы, являющиеся поверхностными трубчатыми теплообменными аппаратами. Выхлопной патрубком турбины непосредственно соединен с горловиной конденсатора. Отработавший в турбине пар конденсируется на внешней поверхности латунных трубок, отдавая свою теплоту парообразования охлаждающей (циркуляционной) воде, протекающей внутри трубок. При конденсации пара удельный объем образующегося конденсата уменьшается в десятки тысяч раз, в результате чего в паровом пространстве конденсатора создается вакуум (разрежение), величину которого необходимо поддерживать на определенном уровне. Для поддержания вакуума применяют специальные отсасывающие устройства – пароструйные эжекторы, которые удаляют из парового пространства конденсатора воздух, попадающий в него частично с паром, а частично через неплотности элементов, находящихся под вакуумом. Поддержание определенного вакуума обеспечивает необходимый теплоперепад в турбине и, как следствие, необходимую развиваемую мощность и высокий термический КПД турбоустановки.

Таким образом, конденсационная установка состоит из конденсатора, устройства для поддержания вакуума, а также конденсатных и циркуляционных насосов.

На рис. 13.1 показана принципиальная схема конденсационной установки. Отработавший в турбине 1 пар входит сверху в конденсатор 2 и, соприкасаясь с поверхностью трубок 3, конденсируется. Внутри трубок течет охлаждающая вода, которая подается циркуляционными насосами 4 из источника водоснабжения и после прохождения конденсатора сбрасывается по сливным трубопроводам 5 обратно в источник.

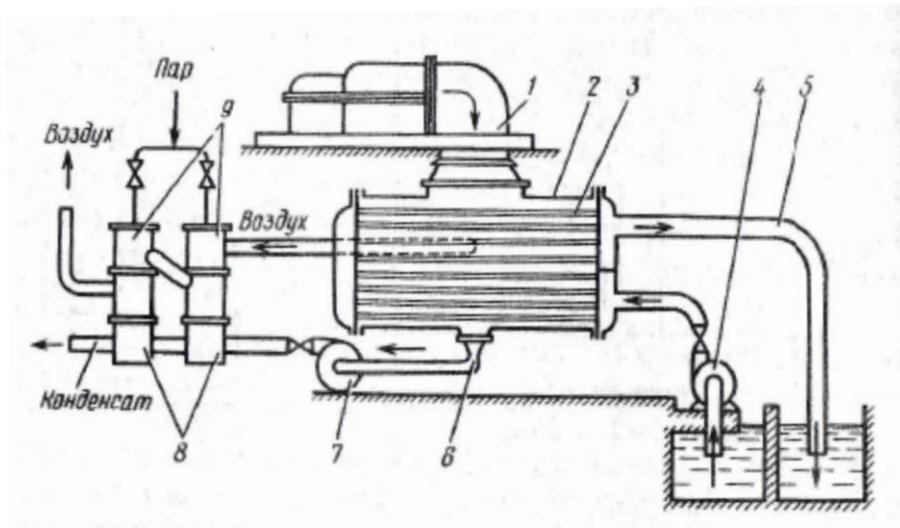


Рис. 13.1. Принципиальная схема конденсационной установки:

1 – паровая турбина; 2 – конденсатор; 3 – латунные трубки;

4 – циркуляционный насос; 5 – сливной трубопровод;

6 – конденсатосборник; 7 – конденсатный насос; 8 – эжекторные подогреватели; 9 – пароструйные эжекторы

Образовавшийся в конденсаторе 2 конденсат стекает в конденсатосборник 6, откуда конденсатными насосами 7 подается в подогреватели 8 двухступенчатого пароструйного эжектора 9 и далее через систему регенеративных подогревателей (на схеме не показаны) поступает в паровой котел. Для поддержания вакуума в конденсаторах паротурбинных установок наиболее часто применяют пароструйные одно-, двух- и трехступенчатые эжекторы. Одноступенчатые эжекторы используют при пусках турбины для быстрого создания вакуума в конденсаторе; двух- и трехступенчатые являются основными (рабочими) эжекторами.

## Глава 14. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)

В отличие от паротурбинных установок рабочим телом ГТУ является газ. По способу подвода теплоты к рабочему телу циклы ГТУ подразделяют на циклы с подводом теплоты при постоянном давлении  $P = \text{const}$  и при постоянном объеме  $V = \text{const}$ . Все современные ГТУ работают с подводом теплоты при  $P = \text{const}$ . Существуют открытые (разомкнутые) и закрытые (замкнутые) схемы ГТУ, простейшие схемы которых показаны на рис. 14.1.

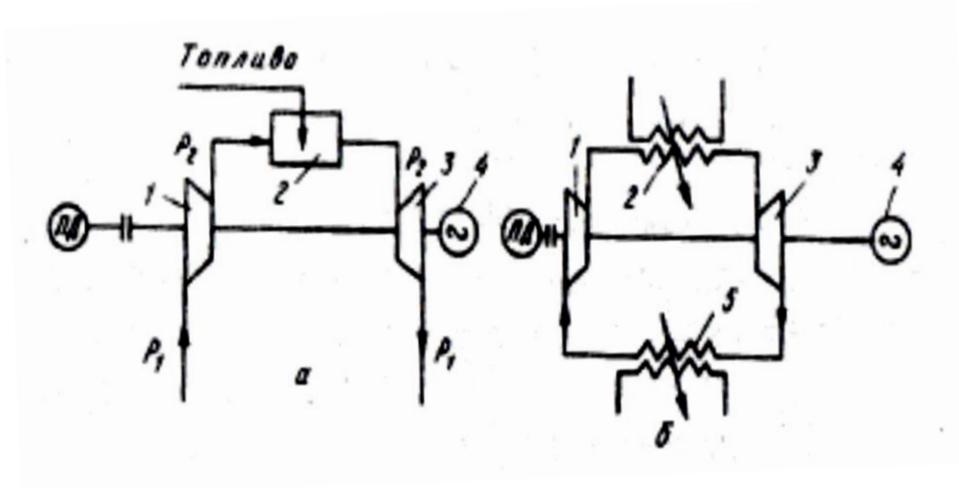


Рис. 14.1. Простейшие схемы ГТУ:

*a* – открытая; *б* – замкнутая; 1 – компрессор; 2 – камера сгорания (в замкнутой схеме – поверхностный подогреватель); 3 – газовая турбина; 4 – электрогенератор; 5 – охладитель газа; ПД – пусковой двигатель

В открытой схеме (рис. 14.1, *a*) воздух сжимается в компрессоре 1 от атмосферного давления  $P_1$  до давления  $P_2$  и поступает в камеру

сгорания 2, где его температура значительно возрастает за счет сжигания при  $P = \text{const}$  подводимого топлива. Затем рабочее тело поступает в газовую турбину 3, где расширяется до атмосферного давления  $P_1$ .

Работа, совершаемая газом в турбине 3, больше работы компрессора 2 и их разность является полезной работой установки. В простейшей открытой схеме отработавший в турбине газ отводится в окружающую среду с высокой температурой, что обуславливает значительные тепловые потери.

В замкнутой схеме (рис. 14.1, б) вместо камеры сгорания применяют поверхностные подогреватели рабочего тела, а отработавший в турбине газ (например, гелий) охлаждается в специальных охладителях 5 до наиболее низкой температуры, после чего поступает в компрессор. Циклы идеальной ГТУ, работающей по замкнутой и разомкнутой схемам, одинаковы и рассмотрены в [5].

В реальных газотурбинных установках протекающие процессы сопровождаются потерями работы в компрессоре и турбине, а также потерями давления по тракту ГТУ. С учетом этих потерь реальный цикл отличается от идеального цикла.

В состав реальной ГТУ входят следующие оборудование: камера сгорания (подогреватель рабочего тела в закрытой схеме); газовая турбина; компрессор; пусковой двигатель; теплообменники различного назначения (регенеративные подогреватели, промежуточные газоохладители в компрессорах, промежуточные подогреватели в турбинах) и различное вспомогательное оборудование, а также электрогенератор, если назначением ГТУ является производство электрической энергии. Турбина, компрессор и генератор размещаются на одном валу. Пусковой двигатель присоединяется расцепной муфтой.

В простейших ГТУ приблизительно 70 % мощности, развиваемой турбиной, расходуется на привод компрессора, а 30 % – на привод генератора. Степень повышения давления в компрессоре  $\varepsilon = 6-7$ , КПД установки 24–27 %, температура перед турбиной 750–800 °С. Диапазон начальных температур перед газовой турбиной в ГТУ составляет 750–1150 °С. Поэтому исходя из условий прочности, элементы установки, работающие при высоких температурах, выполняют из высокопрочных легированных сталей. Для повышения надежности предусматривается их воздушное охлаждение.

#### 14.1. Простейшие ГТУ с регенерацией теплоты

Отработавшие газы турбины имеют высокую температуру, поэтому их удаление в окружающую среду в открытой схеме ГТУ приводит к значительным потерям энергии. В целях повышения КПД установки применяют регенеративный подогрев сжатого в компрессоре воздуха уходящими газами турбины. Это увеличивает степень использования теплоты сожженного в камере сгорания топлива и энергетическую эффективность установки. Схема и цикл идеальной газотурбинной установки с регенерацией представлены на рис. 14.2.

Выхлопные газы турбины можно охладить до температуры, равной температуре воздуха за компрессором, т. е.  $T_6 = T_2$ , а сжатый компрессором воздух можно нагреть до температуры, соответствующей температуре на выхлопе турбины, т. е. до  $T_5 = T_4$  (см. рис. 14.2, б). В реальной установке воздух в регенеративном теплообменнике нагревается до температуры  $T'_5$ , которая ниже  $T_5 = T_4$ . При этом выхлопные

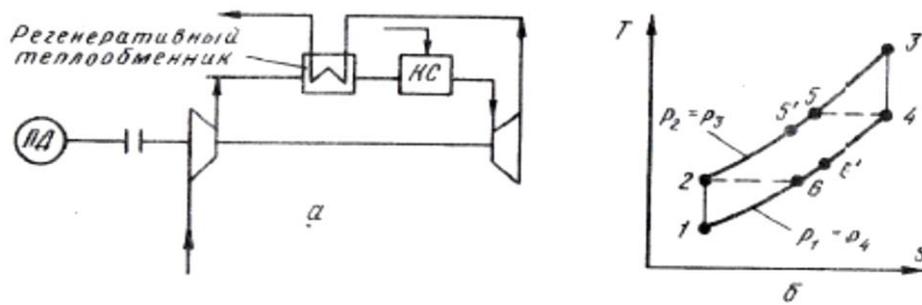


Рис.14.2. Схема (а) и цикл ГТУ с регенерацией:

1, 2 – соответственно состояние воздуха перед компрессором и после сжатия; 3, 4 – состояние газа соответственно перед турбиной и после;

5, 6 – точки термодинамического анализа

газы охладятся в этом же теплообменнике до температуры  $T'_6$ , которая выше  $T_6 = T_2$  на величину, обычно равную в открытых схемах 60–80 °С. В идеальном цикле ГТУ с регенерацией теплота топлива, подведенная в камере сгорания,

$$q_1 = c_p (T_3 - T_5), \quad (22)$$

а количество теплоты, отдаваемой в окружающую среду,

$$q_2 = c_p (T_6 - T_1). \quad (23)$$

Термический КПД ГТУ, как и любой тепловой машины, равен отношению полученной энергии к затраченной энергии:

$$\eta_{\text{рег}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}. \quad (24)$$

Преобразуем выражение (24):

$$\eta_{\text{рег}} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_4 \left( \frac{T_3}{T_4} - 1 \right)}.$$

Но по уравнению изоэнтропы для процессов 1–2 и 3–4 (см. рис. 14.2, б)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Поскольку для идеального цикла  $P_2/P_1 = P_3/P_4$ , то

$$\eta_{\text{рег}} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (25)$$

Из выражения (25) видно, что снижение температуры воздуха перед компрессором и повышение температуры газов за турбиной увеличивает КПД идеального цикла с полной регенерацией.

Реальные ГТУ, работающие по разомкнутой схеме при начальной температуре 750–850 °С, имеют степень регенерации  $\mu = 0,6–0,8$ , а эффективный КПД равен 26,5–30 %,

где

$$\mu = \frac{T_6' - T_2}{T_5 - T_2} = \frac{T_4 - T_6'}{T_4 - T_6}.$$

## 14.2. Теплофикационные ГТУ

Эти ГТУ обеспечивают комбинированную выработку электрической и тепловой энергии. Выработка тепловой энергии осуществляется за счет использования теплоты газов, уходящих из турбины с высокой температурой, для нагрева воды и получения пара. Нагрев воды, идущей на отопление и бытовые нужды, отработавшими газами турбины является наиболее простым способом повышения тепловой экономичности ГТУ. Это реализовано в отечественной

установке ГТ-100-759-2. Вода нагревается в сетевых подогревателях, размещенных в газоходах за турбиной, и подается в тепловую сеть. Ее максимальная температура 150–160 °С, хотя возможности ГТУ обеспечивают ее нагрев до более высокого потенциала.

Выхлопные газы турбин используются для получения пара в котлах-утилизаторах при температурах не более 400–500 °С. Котлы работают при низких давлениях (1,2–1,8 МПа). Недостатками ГТУ являются более низкий КПД, чем у паротурбинных установок, необходимость использования дорогостоящих сталей и невозможность применения твердого топлива. Преимущества газотурбинных установок следующие: быстрый запуск, высокая маневренность, отсутствие котельных агрегатов, низкие капиталовложения (в ГТУ они на 25–35 % ниже, чем у паротурбинных установок), малая потребность в технической воде и малое загрязнение воздушного бассейна.

### **14.3. Парогазовые установки (ПГУ)**

Парогазовые установки представляют собой объединение паротурбинной установки (ПТУ) с газотурбинной установкой, чем обеспечивается повышение КПД по сравнению с установками, из которых она составлена. Существуют две основные схемы ПГУ: с высоконапорными парогенераторами (ВПГ) и со сбросом газов из газовой турбины в паровой котел.

На Невинномысской электростанции работает парогазовая установка, состоящая из парового энергоблока и газовой турбины, мощностью соответственно 160 и 35 МВт. Схема работы парогазовой установки следующая: компрессор сжимает воздух и подает его в топку

высоконапорного парогенератора (ВПГ). Продукты сгорания из ВПГ поступают в газовую турбину. Отработавшие газы турбины идут на подогрев питательной воды ВПГ, после чего удаляются в атмосферу. Пар, полученный в ВПГ, направляется в паровую турбину. Значительное содержание кислорода в выхлопных газах газовой турбины (15–18 %) позволяет их использовать в топках обычных котельных агрегатов для обеспечения процесса горения топлива. В этом случае физическая теплота отработавших газов вносится в топку котла. Полученный пар применяется в паровой турбине. Достоинством такой схемы ПГУ является возможность использования серийных парогенераторов, работающих на твердом топливе.

## **Раздел III. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

### **Глава 15. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

*Электростанции* – сложный комплекс различного оборудования, назначением которого является преобразование природной энергии в электрическую энергию. По виду используемой природной энергии наибольшее распространение получили тепловые электростанции (ТЭС), использующие тепловую энергию сжигаемого органического топлива (твердого, жидкого, газообразного). Работают также атомные электростанции (АЭС), применяющие энергию ядерного горючего, и

гидроэлектростанции (ГЭС), в которых используется механическая энергия движущейся воды.

Тепловые электростанции различают по следующим признакам.

*По типу применяемого на станции теплового двигателя.*

1. Паротурбинные ТЭС, являющиеся наиболее распространенными и покрывающими около 80 % мировой и отечественной выработки электроэнергии.

2. Электростанции с газовыми турбинами – газотурбинные ТЭС.

3. Электростанции с паровыми и газовыми турбинами – парогазовые ТЭС.

4. Электростанции с двигателями внутреннего сгорания – ДЭС.

*По виду отпускаемой энергии.*

1. Конденсационные электростанции (КЭС), отпускающие только электрическую энергию.

2. Тепловые электростанции, отпускающие тепловую и электрическую энергии – теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

*По назначению.*

1. Государственные районные конденсационные электростанции (ГРЭС).

2. Районные ТЭЦ, обеспечивающие энергоснабжение целых районов.

3. Промышленные ТЭС, входящие в состав предприятий и обеспечивающие снабжение тепловой и электрической энергией предприятие и ближайшие районы.

ТЭС целлюлозно-бумажной промышленности (ЦБП) являются не только источниками тепловой и электрической энергии для осуществления технологических процессов, но и потребителями различных горючих отходов, образующихся в результате этих

процессов. Поэтому крупные предприятия ЦБП имеют несколько источников теплоэнергоснабжения:

- энергетические ТЭС, работающие на органическом (энергетическом) топливе;
- энерготехнологические ТЭС (содорегенерационные), использующие горючие шелока, при сжигании которых в содорегенерационных котлах (СРК) регенерируется сода, возвращаемая в основные технологические процессы;
- утилизационные ТЭС, использующие в качестве топлива древесную кору и щепу, а также бардяные концентраты.

В некоторых случаях на энерготехнологических ТЭС устанавливают как СРК, так и утилизационные котлы, использующие кору, щепу и другие отходы производства. Энерготехнологические и утилизационные ТЭС работают с низкими начальными параметрами пара – 3,5 МПа, 435 °С, а энергетические ТЭС имеют как высокие, 12,7 МПа, 565 °С, так и низкие 3,5 МПа, 435 °С, начальные параметры.

## **Глава 16. ПАРОТУРБИННЫЕ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ (КЭС) И ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКОЙ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИЕЙ (ТЭЦ)**

Простейшим циклом, осуществляемым на паротурбинной конденсационной электростанции, является цикл Ренкина для перегретого пара (рис. 16.1, *a*), в котором теплота подводится в паро-

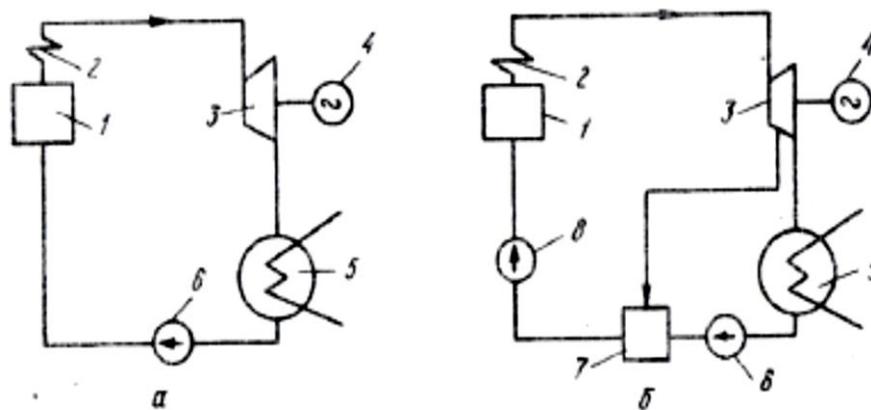


Рис. 16.1. Простейшие тепловые схемы КЭС:

*a* – работа на основе цикла Ренкина; *б* – цикл с регенеративным подогревом питательной воды; 1 – котельный агрегат; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – электрический генератор; 5 – конденсатор; 6 – конденсатный насос; 7 – регенеративный подогреватель; 8 – питательный насос

вом котле и отводится в конденсаторе при постоянных давлениях. Теплота, подводимая в котле, расходуется на нагрев и испарение воды и на повышение температуры (перегрев) полученного пара, а отводимая в конденсаторе – на конденсацию пара, отработавшего в турбине.

В состав простейшей конденсационной электростанции, работающей по циклу Ренкина, входят котельный агрегат с пароперегревателем, турбина с электрогенератором, конденсатор, конденсатные насосы, перекачивающие конденсат отработавшего пара в турбине из конденсатора в котел, и трубопроводы пара и воды, соединяющие элементы в единую паросиловую установку. Эффективность цикла паросиловой установки определяется его

термическим КПД, который представляет собой отношение полезной работы, полученной в идеальном цикле, к затраченной работе

$$\eta_t^R = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (26)$$

где  $\ell_0$  – полезная работа, полученная в цикле;  $q_1 = (i_1 - i_3)$  – подведенная теплота от дымовых газов, полученных от сгорания органического топлива, к котловой воде, которая превращается в пар (насыщенный или перегретый);  $q_2 = (i_2 - i_3)$  – отведенная теплота от отработавшего в турбине пара к охлаждающей циркуляционной воде (в конденсаторе турбины).

Обозначая энтальпию конденсата  $i_3$  при давлении  $P_2$  через  $i_2'$ , так как они равны, получаем окончательно формулу для вычисления *термического КПД цикла Ренкина*:

$$\eta_t^R = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_2}, \quad (27)$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – энтальпии поступающего и отработавшего в турбине водяного пара, определяемые по  $i$ – $S$ -диаграмме или по термодинамическим таблицам воды и водяного пара. При этом энтальпия  $i_1$  определяется по таблицам перегретого пара, а энтальпия конденсата  $i_2'$  находится по таблицам сухого насыщенного водяного пара.

Из формулы (27) видно, что КПД идеального цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины  $i_1$  и после нее  $i_2$

и энтальпией конденсата  $i_2'$ , находящегося при температуре кипения  $t_2$ . В свою очередь эти значения определяются следующими параметрами цикла: давлением  $P_1$  и температурой  $t_1$  перегретого пара перед турбиной, давлением влажного пара  $P_2$  (т. е. в конденсаторе), а также степенью сухости влажного пара  $x_2$  за турбиной.

Термический КПД рассмотренной простейшей КЭС из-за больших потерь теплоты с охлаждающей водой конденсаторов турбин имеет довольно низкое значение (фактически 25–35 %). Поэтому такие электростанции не используются.

Увеличение КПД паросиловых установок имеет исключительно большое значение, поскольку в масштабах страны приводит к значительной экономии топлива. Из выражения термического КПД (27) следует, что он зависит от начальных и конечных параметров пара и увеличивается с повышением начальных и уменьшением конечных параметров.

Современные конденсационные электростанции работают с начальным давлением 12,7 и 23,5 МПа и начальной температурой 565 и 540 °С. Конечное давление пара (поступающего в конденсатор) для различных турбин лежит в пределах 3–5 кПа. Повышение термического КПД может быть достигнуто применением более совершенных паросиловых установок: с регенеративным подогревом питательной воды, промежуточным перегревом пара и с отпуском теплоты проработавшего в турбине пара внешним потребителям (теплофикационный цикл).

*Регенеративным подогревом* называется подогрев питательной воды котлов и основного конденсата, идущего из конденсатора, паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины. Регенеративным подогревом достигается уменьшение потери теплоты в конденсаторе турбины, так как часть пара отводится из турбины в регенеративные теплообменники и теплота этого пара возвращается в паровой котел. Простейшая тепловая схема КЭС с одноступенчатым регенеративным подогревом показана на рис 16.1, б. В схеме установлен регенеративный подогреватель смешивающего типа, в котором нагрев воды проводится непосредственно контактом греющего пара с нагреваемой водой. Применение смешивающего подогревателя требует установки за ним (по ходу воды) перекачивающих насосов.

В современных тепловых схемах с многоступенчатым регенеративным подогревом в качестве смешивающих регенеративных подогревателей используют *деаэраторы*. Деаэраторы служат для удаления из питательной воды котлов растворенного в ней воздуха, что необходимо для предотвращения коррозии оборудования. Кислород, содержащийся в воздухе, вызывает коррозию стальных поверхностей оборудования, а углекислый газ – способствует ей. Деаэратор состоит из деаэрационной колонки и питательного бака. В колонке осуществляется термическая деаэрация воды, заключающаяся в ее нагреве до температуры насыщения, при которой происходит выделение кислорода и углекислоты из воды. Питательный бак является емкостью для создания определенного запаса питательной воды, которая *питательными насосами* подается в паровой котел.

В многоступенчатых схемах регенеративного подогрева питательной воды применяются поверхностные подогреватели, имеющие разделительную поверхность между греющим паром и

нагреваемой водой. Регенеративные подогреватели, стоящие на потоке питательной воды между деаэратором и котельным агрегатом, называются *подогревателями высокого давления (ПВД)*, а стоящие на потоке основного конденсата между конденсатором и деаэратором – *подогревателями низкого давления (ПНД)*. ПВД находятся под давлением питательных насосов, а ПНД – под давлением конденсатных насосов. Отвод конденсата греющего пара из поверхностных регенеративных подогревателей осуществляется в основном *каскадно*, т. е. из подогревателя с большим давлением в подогреватель с меньшим давлением через конденсатоотводчик.

На рис. 16.2 показана упрощенная принципиальная схема КЭС с трехступенчатым регенеративным подогревом питательной воды, имеющая один ПВД, деаэратор и один ПНД.

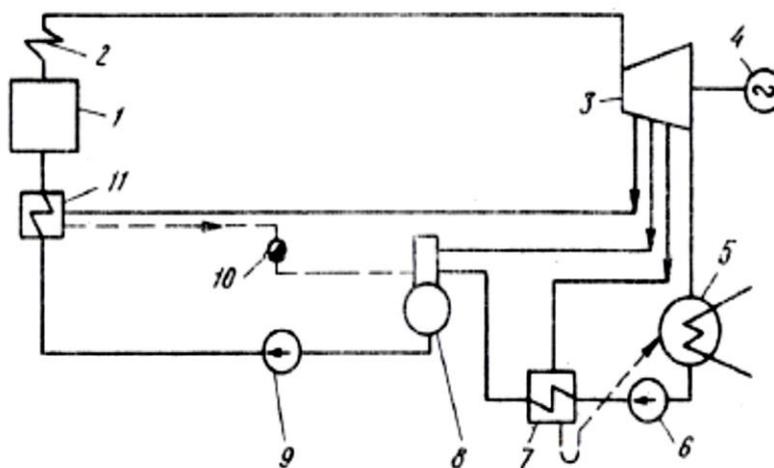


Рис. 16.2. Принципиальная тепловая схема КЭС с трехступенчатым регенеративным подогревом:

1 – котельный агрегат; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина; 4 – генератор; 5 – конденсатор; 6 – конденсатный насос; 7 – подогреватель низкого давления (ПНД); 8 – деаэратор; 9 – питательный насос; 10 – конденсатоотводчик; 11 – подогреватель высокого давления (ПВД)

Конденсат греющего пара из ПВД поступает каскадно в деаэратор, из ПНД – в конденсатор. При увеличении числа регенеративных подогревателей КПД цикла возрастает, что приводит к экономии топлива. Однако при этом усложняется тепловая схема и возрастают капитальные затраты на ее осуществление. С учетом этого на современных ТЭС с высокими начальными параметрами пара число ступеней регенеративного подогрева достигает 7–9.

Для еще большего повышения тепловой экономичности на мощных паротурбинных установках с высокими начальными параметрами применяется *промежуточный перегрев пара*. Промежуточным (вторичным) перегревом называют повышение температуры пара, проработавшего в первых ступенях турбины.

На современных ТЭС применяют в основном газовый промежуточный перегрев, когда пар, отбираемый из турбины, проходит вторичный пароперегреватель, размещенный в газоходах котла. Температура пара в этом случае повышается, как правило, до начального значения, после чего пар возвращается в турбину и работает в ее последующих ступенях. Увеличение экономичности ТЭС достигается благодаря повышению средней начальной температуры подвода теплоты в цикле и росту внутреннего относительного КПД турбины.

### **16.1. Коэффициент полезного действия КЭС**

Тепловая экономичность КЭС определяется ее КПД, который без учета расхода энергии на собственные нужды называется КПД *брутто*. Он представляет отношение выработанной электроэнергии (мощности) к затраченной энергии – теплоте сожженного топлива:

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}}}{Q_{\text{T}}},$$

где  $\mathcal{E}_{\text{выр}}$  – выработанная генератором ТЭС электроэнергия;

$Q_{\text{T}}$  – расход теплоты топлива в котельных агрегатах за то же время.

Учитывая, что электроэнергию измеряют в киловатт-часах, это выражение можно записать в виде

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \frac{3600 \mathcal{E}_{\text{выр}}}{B Q_{\text{H}}^{\text{P}}},$$

где  $B$  – расход натурального топлива на ТЭС, кг/ч;  $Q_{\text{H}}^{\text{P}}$  – низшая теплота сгорания рабочего топлива, кДж/кг.

На ТЭС часть выработанной электроэнергии расходуется на собственные нужды (привод различных вспомогательных механизмов и прочее), вследствие чего уменьшается количество отпускаемой энергии потребителям. *Коэффициент полезного действия*, учитывающий расход энергии на внутреннее потребление, *нетто*:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{КЭС}}^{\text{н}} &= \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{Q_{\text{T}}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}}}{Q_{\text{T}}} \left(1 - \frac{\mathcal{E}_{\text{с.н}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}}}\right) = \\ &= \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} (1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{с.н}}), \end{aligned}$$

где  $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$  – электроэнергия, затраченная на собственные нужды ТЭС;

$\bar{\mathcal{E}}_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}} / \mathcal{E}_{\text{выр}} = 0,04-0,06$  – доля собственного расхода электроэнергии.

В этом уравнении разность  $\mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{отп}}$  – это количество отпущенной электроэнергии. Тогда КПД КЭС нетто:

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{н}} = \frac{3600 \mathcal{E}_{\text{отп}}}{B Q_{\text{H}}^{\text{P}}}.$$

КПД электростанции брутто может быть записан в виде формулы

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \eta_{\text{к.а}} \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э}}, \quad (28)$$

где  $\eta_{\text{к.а}}$  – КПД котельного агрегата;  $\eta_{\text{т.п}}$  – КПД теплового потока;

$\eta_{\text{т}}$  – термический КПД цикла;  $\eta_{\text{oi}}$  – внутренний относительный КПД турбины;  $\eta_{\text{м}}$  и  $\eta_{\text{э}}$  – механический КПД турбины и КПД электрогенератора.

Современные котельные агрегаты имеют  $\eta_{\text{к.а}} = 0,9–0,94$ , который в значительной степени зависит от вида сжигаемого топлива и способа его сжигания. КПД теплового потока (трубопроводов) учитывает потери теплоты в окружающую среду при ее транспортировке по главным трубопроводам ТЭС и составляет  $\eta_{\text{т.п}} = 0,98–0,99$ . Наибольшее влияние на тепловую экономичность КЭС оказывает термический КПД, учитывающий потерю теплоты в цикле – потерю в конденсаторе турбины с охлаждающей водой. Эта потеря достигает 45–50% теплоты, подведенной к турбине. Следовательно, для современных КЭС  $\eta_{\text{т}} = 0,5–0,55$ . Внутренний относительный КПД современных паровых турбин  $\eta_{\text{oi}} = 0,8–0,9$  при номинальных нагрузках, а их механический КПД –  $\eta_{\text{м}} = 0,98–0,99$ . Электрические и механические потери электрогенератора составляют 1–3 % и, следовательно,  $\eta_{\text{э}} = 0,97–0,99$ . Исходя из перечисленных значений КПД в соответствии с формулой (28) КПД брутто современной КЭС может достигать 38–42 %, а с учетом расхода энергии на собственные нужды КПД ТЭС нетто может быть равен 36–40 %.

## 16. 2. Тепловые электростанции с комбинированной выработкой энергии

Изложенное выше показывает, что даже при самых благоприятных условиях КЭС работает не совершенно, теряя в конденсаторе около 50 % теплоты. Эта теплота не может быть использована из-за низкого температурного потенциала. Например, при давлении в конденсаторе 4–5 кПа температура пара на выходе турбины составляет 28–32 °С. Если повысить давление пара за турбиной, то возрастает и его температура, что позволяет использовать теплоту этого пара непосредственно в технологических процессах, а также для нагрева воды, используемой для различных целей. В этом случае ТЭС будет вырабатывать (отпускать) не только электрическую, но и тепловую энергию. Такой *комбинированный способ производства энергии* осуществляется на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), которые работают по теплофикационному циклу.

*Турбины, отпускающие пар для внешнего и внутреннего теплопотребления, называются теплофикационными.* В зависимости от вида теплового потребления ТЭЦ бывают отопительными и промышленными. *Отопительные ТЭЦ* отпускают теплоту для покрытия отопительно-вентиляционных и бытовых нагрузок. *Промышленные ТЭЦ* сооружаются при промышленном предприятии и обеспечивают паром его технологические процессы, а также снабжают предприятия и ближайшие районы горячей водой для отопления, вентиляции и бытовых нужд. Горячая вода, поступающая для этих целей в тепловую сеть, называется *сетевой*.

На ТЭЦ устанавливают турбины с противодавлением типа *P*, с производственным отбором пара и с противодавлением типа ПР, а также конденсационные, с одним, типа Т и П, и двумя регулируемым отборами пара, типа ПТ. Пар из отборов или противодавления турбин идет на технологические нужды предприятий или на нагрев сетевой воды. Он конденсируется в теплообменных аппаратах различного назначения. Потери пара и конденсата у внешних и внутренних потребителей восполняются добавочной водой, идущей из установок химической водоочистки.

На рис. 16.3 показаны принципиальные тепловые схемы ТЭЦ с различными типами турбин. Схема с противодавленческой турбиной (типа *P*) приведена на рис. 16.3, *а*. Отработанный в турбине пар поступает к производственному потребителю для осуществления технологического процесса, на регенеративный подогреватель высокого давления и на деаэратор. В качестве производственных потребителей могут использоваться различного рода теплоиспользующие установки: выпарные и сушильные установки, подогреватели, калориферы, автоклавы и т. п. Пар, поступающий в эти устройства, конденсируется, и конденсат полностью или частично возвращается в тепловую схему ТЭС. На рис. 16.3, *а* показан возврат этого конденсата в деаэратор, куда также поступает конденсат греющего пара из ПВД и добавочная вода после химической водоочистки, восполняющая потери пара и конденсата в тепловой схеме. Питательная вода из деаэратора питательными насосами через ПВД подается в котельный агрегат. На рис. 16.3, *б* приведена тепловая схема с конденсационной турбиной типа П, имеющей регулируемый производственный отбор пара. Пар из этого отбора

поступает на производство, деаэратор и ПВД. В части низкого давления (ЧНД) турбины имеется один нерегулируемый отбор, пар из которого идет на ПНД. Оставшаяся часть пара, проработавшего в турбине, направляется в конденсатор, где конденсируется. Образовавшийся основной конденсат турбины конденсатными насосами подается через ПНД в деаэратор. Остальная часть схемы аналогична предыдущей схеме (см. рис. 16.3, а).

Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбиной типа ПТ, представлена на рис. 16.3, в. В турбине имеются два регулируемых отбора пара – производственный и теплофикационный. Из производственного отбора турбины пар идет на технологические потребители и на пиковый сетевой подогреватель (ПСП). Из теплофикационного отбора пар направляется на деаэратор и основной сетевой подогреватель (ОСП). В основном и пиковом сетевых подогревателях нагревается сетевая вода, подаваемая в тепловую сеть сетевыми насосами (СН), для целей отопления, вентиляции и бытовых нужд. Кроме регулируемых отборов турбина имеет нерегулируемые отборы, пар из которых поступает на ПВД и ПНД.

ТЭЦ, оснащенные турбинами с противодавлением, вырабатывают электроэнергию на теплофикационном потоке пара, т. е. выработка электроэнергии турбинами зависит от расхода пара на внешние и внутренние тепловые потребители. Такие ТЭЦ работают по свободному тепловому и вынужденному электрическому графикам. ТЭЦ, оборудованные конденсационными турбинами с регулируемыми отборами пара типа П, Т и ПТ, могут вырабатывать электрическую энергию независимо от тепловой энергии за счет изменения потока

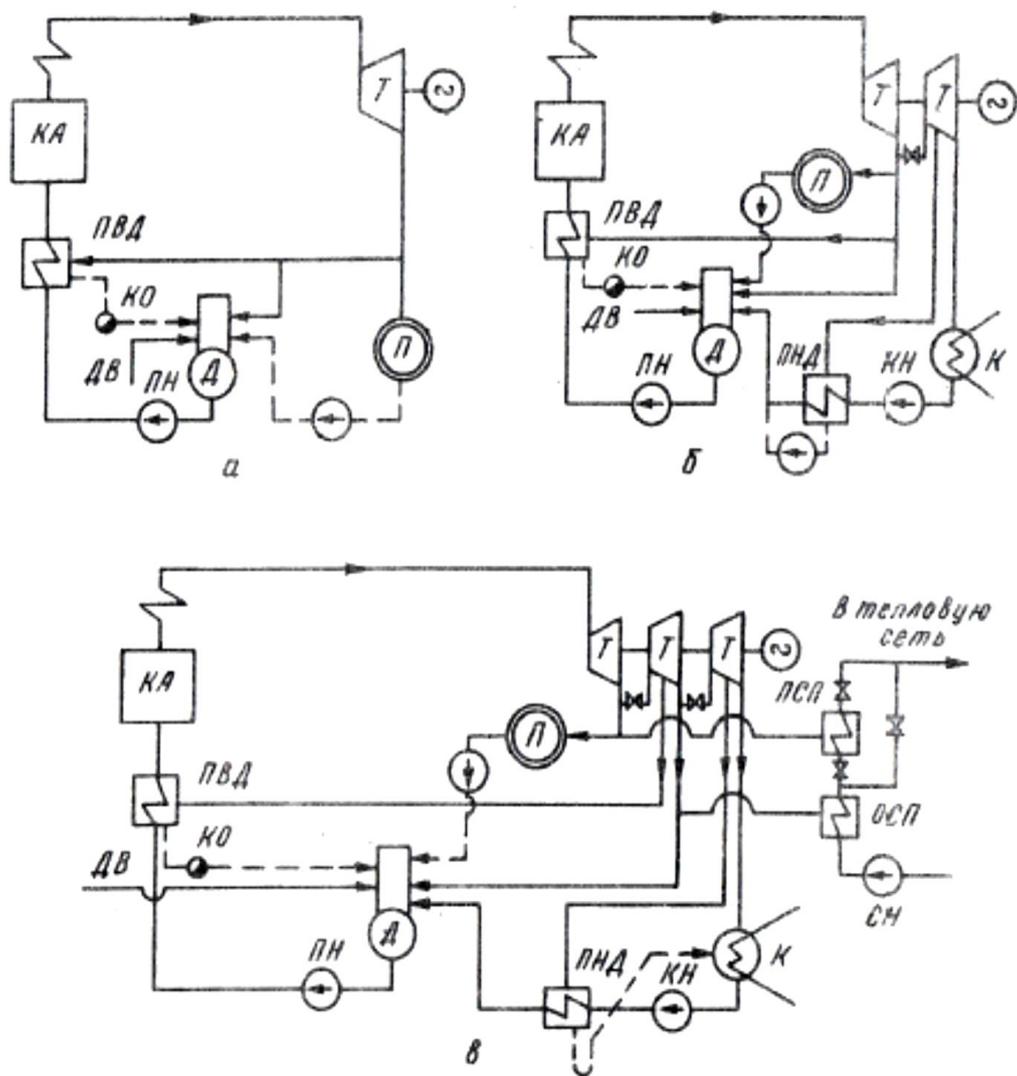


Рис. 16.3. Принципиальные тепловые схемы ТЭЦ:

*а* – с противоаварийной турбиной; *б* – с конденсационной турбиной, имеющей регулируемый производственный отбор пара; *в* – с конденсационной турбиной, имеющей два регулируемых отбора пара – производственный и теплофикационный; КА – котельный агрегат; Т – турбина; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; ПВД, ПНД – подогреватели высокого и низкого давления; Д – деаэратор; КО – конденсатоотводчик; ДВ – линия добавочной воды; П – производственный потребитель; ПСП, ОСП – пиковый и основной сетевые подогреватели; СН – сетевой насос

пара в конденсатор. Такие ТЭЦ работают по свободному тепловому и электрическому графикам. Централизованное теплоснабжение на основе комбинированного производства тепловой и электрической энергии называется *теплофикацией*.

Мощность ТЭЦ составляет более 36 % мощности всех тепловых электростанций нашей страны. Свыше 60 % электроэнергии на ТЭЦ вырабатывается на базе теплового потребления [53–55], что приводит к значительной экономии топлива, расходуемого на производство электроэнергии в стране.

### 16.3. Тепловые нагрузки ТЭЦ

Теплота от ТЭЦ может отпускаться с паром и горячей водой. Основными потребителями теплоты от ТЭЦ ЦБП являются:

1. Различные аппараты и устройства, в которых теплота используется для осуществления технологических процессов, следующие:

- варочные котлы для варки целлюлозы;
- выпарные и ректификационные аппараты;
- подогреватели для жидких и газообразных веществ;
- сушильные и вентиляционные установки для сушки целлюлозы, бумаги и картона.

2. Отопительные и вентиляционные системы общественных, жилых и производственных помещений, а также системы горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха.

Передача теплоты в технологических процессах может осуществляться за счет контакта теплоносителя с обрабатываемым

продуктом непосредственно или через разделительную поверхность.

Основные технологические потребители пара в ЦБП и требуемое давление, МПа, приведены ниже.

1. Производство вискозной целлюлозы:

- варка целлюлозы.....1,6;
- плавление серы.....1,0;
- сдувка  $SO_2$  из крепких щелоков, передаваемых на спиртовой завод .....0,35;
- отбелка целлюлозы.....0,3–0,4;
- сушка целлюлозы.....0,5.

2. Производство сульфатной небеленой и беленой целлюлозы:

- варочный цех.....1,2–1,3;
- выпарной цех.....0,35–0,45;
- цех каустизации.....0,35–0,45;
- цех регенерации извести.....0,35–0,45.

3. Производство сульфатной беленой целлюлозы для бумаги:

- варка небеленой целлюлозы.....16/8;
- плавление серы.....1,0;
- сдувка  $SO_2$  .....0,35;
- отбелка целлюлозы.....0,33 –0,4.

4. Производство бумаги:

- газетная.....0,2–0,3;
- печатные сорта (для глубокой печати).....0,4;
- мешочная и оберточная.....0,6;
- для гофрирования.....1,4;
- картон для плоских слоев.....1,0–0,4;
- варка крахмала.....0,4;

приготовление клея.....	0,4;
варка силикатной глыбы.....	0,6.

5. Прочие потребители:

древесно-подготовительные цеха.....	0,6;
цех белильных растворов.....	0,7–0,3;
биологическая очистка промышленных стоков.....	0,6;
вентиляция бумагоделательных машин.....	0,6;
цех древесноволокнистых плит.....	1,3–1,1.

Из приведенных данных видно, что перечисленные технологические потребители в ЦБП можно объединить в несколько групп, для которых требуется пар следующего давления, МПа: 2,3; 1,6; 1,2–1,3; 1,1–1,2; 0,8–1,0; 0,5–0,7; 0,3–0,4; 0,2–0,3. Для осуществления технологических процессов применяется преимущественно насыщенный или слабо перегретый пар.

#### 16.4. Отпуск пара от ТЭЦ

Производственным потребителям пар может отпускаться:

- 1) из отборов или противодавления турбин;
- 2) из котельных агрегатов или из отборов и противодавления турбин через *редукционно-охладительные установки (РОУ)*;
- 3) от *термокомпрессоров* (струйных компрессоров), пар на которые поступает из отборов турбин или частично из котельных агрегатов и отборов турбин;
- 4) от паропреобразовательных установок, получающих пар из отборов или противодавления турбин.

Наиболее рациональным является отпуск пара потребителям непосредственно из отборов или противодавления турбин при условии

соответствия давления пара в отборе и у потребителя. Обычно на ТЭЦ устанавливают не более трех типов турбин, что обеспечивает отпуск пара от турбин четырех давлений. На предприятиях ЦБП, как видно из приведенных выше данных, потребители могут требовать большего разнообразия давления, поступающего от ТЭЦ пара. В этих условиях для пароснабжения потребителей приходится применять РОУ и струйные компрессоры, что приводит к недовыработке электроэнергии на внешнем тепловом потреблении.

### ***Редукционные охлаждающие установки***

*Редукционно-охлаждающие установки* применяются для снижения давления и температуры пара и включают в себя редукционный (дроссельный) клапан и охлаждающую установку (ОУ). Если требуется снизить только давление пара, устанавливают редукционный клапан, если только температуру – охлаждающую установку. Поддержание необходимого давления за РОУ обеспечивается регулятором давления, воздействующим на открытие (закрытие) редукционного клапана. Регулятор температуры, воздействуя на водяной клапан, обеспечивает необходимый расход охлаждающей воды на ОУ для поддержания требуемой температуры пара за установкой. Редукционно-охлаждающие установки бывают *рабочими* и *резервными*. Рабочие РОУ являются постоянно действующими, а резервные резервируют отборы или противодавления турбин и включаются при останове турбин или когда возможности отборов турбин не обеспечивают потребности потребителей в паре.

## Струйные термокомпрессоры

Для повышения давления пара, отбираемого из турбины, могут применяться струйные термокомпрессоры. Рабочий пар при давлении  $P_1$  подводится к расширяющемуся соплу, размещенному в приемной камере аппарата. При истечении из сопла с большой скоростью рабочий пар подсасывает пар низкого давления  $P_2$ , который подводится в приемную камеру из турбины. В камере смешения происходит выравнивание скоростей рабочего и эжектируемого пара, сопровождаемое некоторым повышением давления. Дальнейшее повышение давления происходит в диффузоре, достигая конечного значения  $P_3$  на выходе из него.

Одним из основных показателей работы термокомпрессора является коэффициент инжекции  $u$  – отношение массового расхода эжектируемого (инжектируемого) пара  $G_2$  к массовому расходу рабочего пара  $G_1$ , т. е.  $u = G_2 / G_1$ . Эта величина определяется по специальным номограммам в зависимости от отношения  $P_2 / P_1$ . Из уравнения материального баланса можно записать

$$G_1 + G_2 = G, \quad (29)$$

где  $G$  – массовая производительность струйного компрессора.

Если выражение (29) разделить на  $G_1$ , то получим

$$1 + u = \frac{G}{G_1}. \quad (30)$$

Расход рабочего пара  $G_1$  определяется из уравнения (30), а расход  $G_2$  из уравнения (29).

Струйные компрессоры применяются при степени повышения давления  $P_3/P_2 \leq 2,5$ . Пароснабжение потребителей с помощью термокомпрессоров позволяет увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении по сравнению с отпуском пара через РОУ.

### ***Паропреобразователи***

Паропреобразователи применяют на ТЭЦ при большом отпуске пара внешним потребителям и при полном или большом невозврате конденсата этого пара на ТЭЦ. *Паропреобразователем* называют испаритель с паровым обогревом. Первичный пар, поступающий из турбины, конденсируется на поверхности теплообмена, отдавая теплоту на нагрев и испарение питательной воды. Вторичный пар, полученный с противоположной стороны теплообменной поверхности, поступает к потребителям. Конденсат первичного пара полностью сохраняется на ТЭЦ, обеспечивая питание котельных агрегатов высококачественной питательной водой. Недостатками паропреобразователей являются их высокая стоимость и недовыработка электрической энергии турбиной. Недовыработка электроэнергии объясняется более высоким давлением пара, отбираемого из турбин на паропреобразователь, по сравнению с давлением вторичного пара, которое поддерживалось бы в отборе турбины при отсутствии паропреобразователя.

### ***Отпуск теплоты от ТЭЦ с горячей водой***

Горячая вода подается на отопление и вентиляцию зданий различного назначения, а также на горячее водоснабжение потребителей. Система трубопроводов, в которую пропускается

горячая вода и из которой возвращается охлажденная вода, называется *тепловой сетью*, а вода – *сетевой*. Она нагревается на ТЭЦ в сетевых подогревателях и подается в сеть сетевыми насосами. Расчетная температура воды (при расчетной температуре наружного воздуха) в подающей линии обычно составляет 180, 150 °С, а при небольших установках 130 °С. В производственных помещениях температура поверхности отопительных и вентиляционных приборов допускается до 150 °С, что позволяет применять как горячую воду, так и пар. В жилых и общественных зданиях эта температура по санитарным нормам не должна превышать 95 °С. Это достигается смешением сетевой воды из подающей и обратной линий. Вода на горячее водоснабжение подается с температурой 60–65 °С. Она может поступать из водопровода и нагреваться до этой температуры сетевой водой в специальных теплообменниках (закрытая схема) или отбираться непосредственно из сети (открытая схема). При открытой схеме горячего водоснабжения для получения воды с температурой 60–65 °С производится смешение потоков сетевой воды из прямой и обратной линий.

Крупные ЦБК в значительных количествах потребляют технологический пар, который получают от своих энергетических и утилизационных ТЭЦ. Эти ТЭЦ отпускают также большое количество горячей воды. Энергетические ТЭЦ имеют:

- турбины с противодавлением типа Р-50-130/13;
- турбины с промышленным и отопительным отборами типа ПТ-60-130/13, ПТ-60-137, ПТ-135-130/13;
- турбины только с теплофикационными отборами пара типа Т-100-130.

На энерготехнологических и утилизационных ТЭЦ, работающих при низких начальных параметрах пара, устанавливают турбины с противодавлением типа Р-12-35/10 и Р-6-35/5, турбины с противодавлением и производственным отбором пара типа ПР-6-35/10/5 и ПР-6-35/15/5.

### 16.5. Тепловые схемы ТЭЦ

Институтом «Гипробум» разработаны типовые тепловые схемы энерготехнологических ТЭЦ при установке на них отечественных содорегенерационных котлов (СРК): СРК-350, СРК-700 и СРК-1400. Все котлы вырабатывают пар с параметрами 4 МПа и 440 °С. В схемах применяют турбины Р-6-35/5 с начальными параметрами пара 3,5 МПа и 435 °С.

Принципиальная тепловая схема энерготехнологической ТЭЦ приведена на рис. 16.4. Пар из СРК поступает на турбину с противодавлением типа Т. Отработавший в турбине пар далее направляется:

- на производственный потребитель П через охлаждающую установку ОУ;
- ПВД для подогрева питательной воды котлов, на деаэратор Д для деаэрации питательной воды;
- подогреватель ПВ добавочной воды;
- калорифер КВ для подогрева воздуха, необходимого для процесса горения в топке СРК.

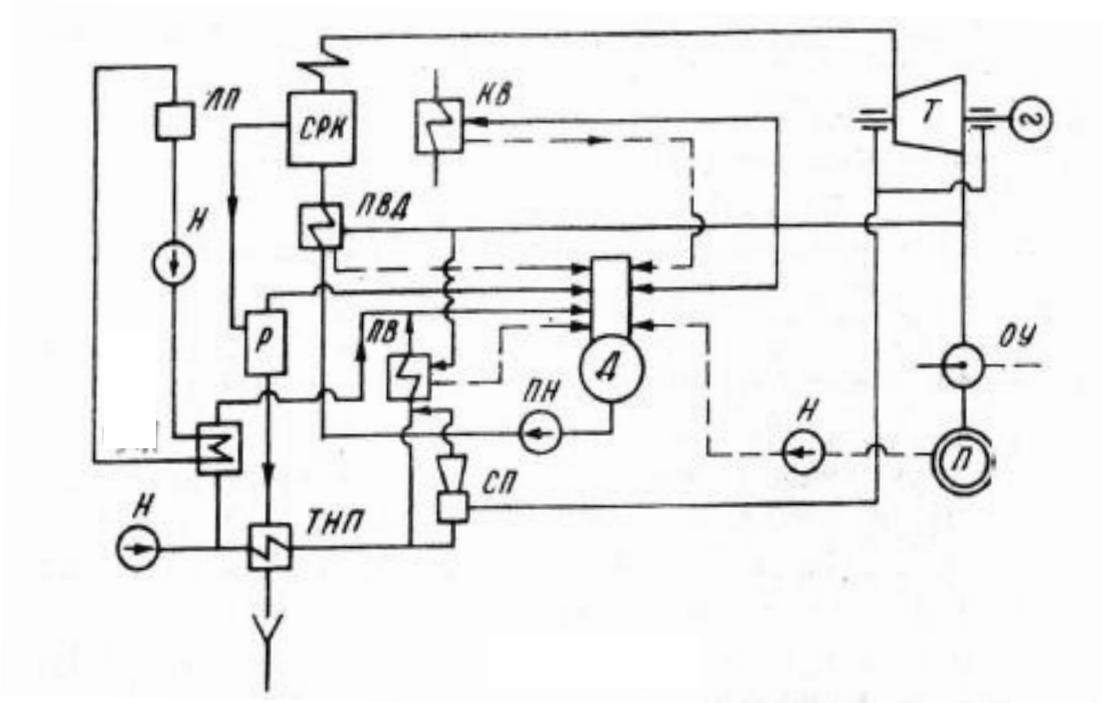


Рис. 16.4. Принципиальная тепловая схема  
энерготехнологической ТЭЦ:

СРК – содорегенерационный котел; Т – турбина с противодавлением;  
 П – производственный потребитель; ПВД – подогреватель высокого  
 давления; Д – деаэратор; КВ – калорифер воздушный; ПВ – подо-  
 греватель добавочной воды; ОУ – охладительная установка; Р – расши-  
 ритель непрерывной продувки; ТНП – теплообменник непрерывной  
 продувки; ЛП – летки плава; ОЛП – охладитель леток плава;  
 СП – струйный подогреватель; ПН – питательный насос; Н – насос  
 разного назначения

Конденсат греющего пара от производственных потребителей, а также из ПВД, воздушных калориферов и подогревателей добавочной воды поступает в деаэратор. Сюда же поступает обессоленная добавочная вода (ДВ), восполняющая потери пара и конденсата в

тепловой схеме, а также пар вскипания расширителя непрерывной продувки Р.

Все эти потоки входят в состав питательной воды, которая питательными насосами через ПВД подается в СРК. Для поддержания необходимого качества котловой воды и, как следствие, необходимого качества пара производится непрерывная продувка котлов из-под зеркала испарения воды в барабане котла, т. е. зоны наибольшей концентрации солей, щелочи и кремниевой кислоты в котловой воде.

В тепловых схемах ТЭЦ частично используют теплоту воды непрерывной продувки. Как показано на рис. 16.4, вода непрерывной продувки поступает из барабана СРК в расширитель Р, где происходит ее вскипание. Образовавшийся в расширителе пар идет в деаэратор, а неиспарившаяся вода через теплообменник непрерывной продувки ТНП удаляется в техническую канализацию. Температура этой воды по санитарным нормам не должна превышать 50 °С.

Добавочная обессоленная вода поступает в деаэратор тремя потоками: через охладитель воды леток плава ОЛП, через теплообменник непрерывной продувки ТНП и через струйный подогреватель СП. В ОЛП добавочная вода нагревается за счет охлаждения воды, идущей от леток плава СРК. В ТНП ее нагрев производится удаляемой продувочной водой, а в СП – паром, поступающим из лабиринтовых уплотнений турбины (из уплотнений между вращающимся валом турбины и неподвижным корпусом). Энерготехнологическая ТЭЦ не может полностью обеспечить потребность предприятия в тепловой и электрической энергии. Кроме того, такие ТЭЦ имеются не на всех предприятиях ЦБП. Поэтому

основными источниками теплоэнергоснабжения предприятий отрасли являются энергетические ТЭЦ, работающие, как правило, на твердом топливе. Рассмотрим технологическую схему такой ТЭЦ, которая кроме основных агрегатов (котлов и турбин) и их вспомогательного оборудования включает ряд установок и устройств, объединенных с основным оборудованием единым технологическим процессом (рис. 16.5).

Топливо в вагонах поступает в разгрузочное устройство 2, откуда транспортными механизмами поступает на склад 1 или на дробильный корпус 3, где происходит измельчение угля до нужных размеров. Из дробильного корпуса по эстакадам топливоподачи уголь подается на ленточные конвейеры 15 бункерной галереи котельного цеха, с которых сбрасывается в бункера котлов 14. В бункерах (емкостях) создается определенный запас топлива для бесперебойной работы котельных агрегатов. Из бункеров уголь подается питателями 13 в шахтные мельницы 12, где происходит размол угля до пылевидного состояния. Вместо шахтных мельниц могут использоваться и другие мельницы. Угольная пыль из мельниц вместе с нагретым воздухом, поступающим из воздухоподогревателя 7, подается в топку 8 котельного агрегата.

Образовавшиеся в результате сжигания топлива продукты сгорания омывают испарительные поверхности 9, пароперегреватель 10, водяной экономайзер 11, воздухоподогреватель 7 и проступает в золоуловитель 6. Очищенные от золы дымовые газы дымососом 5 удаляются в атмосферу через дымовую трубу 4.

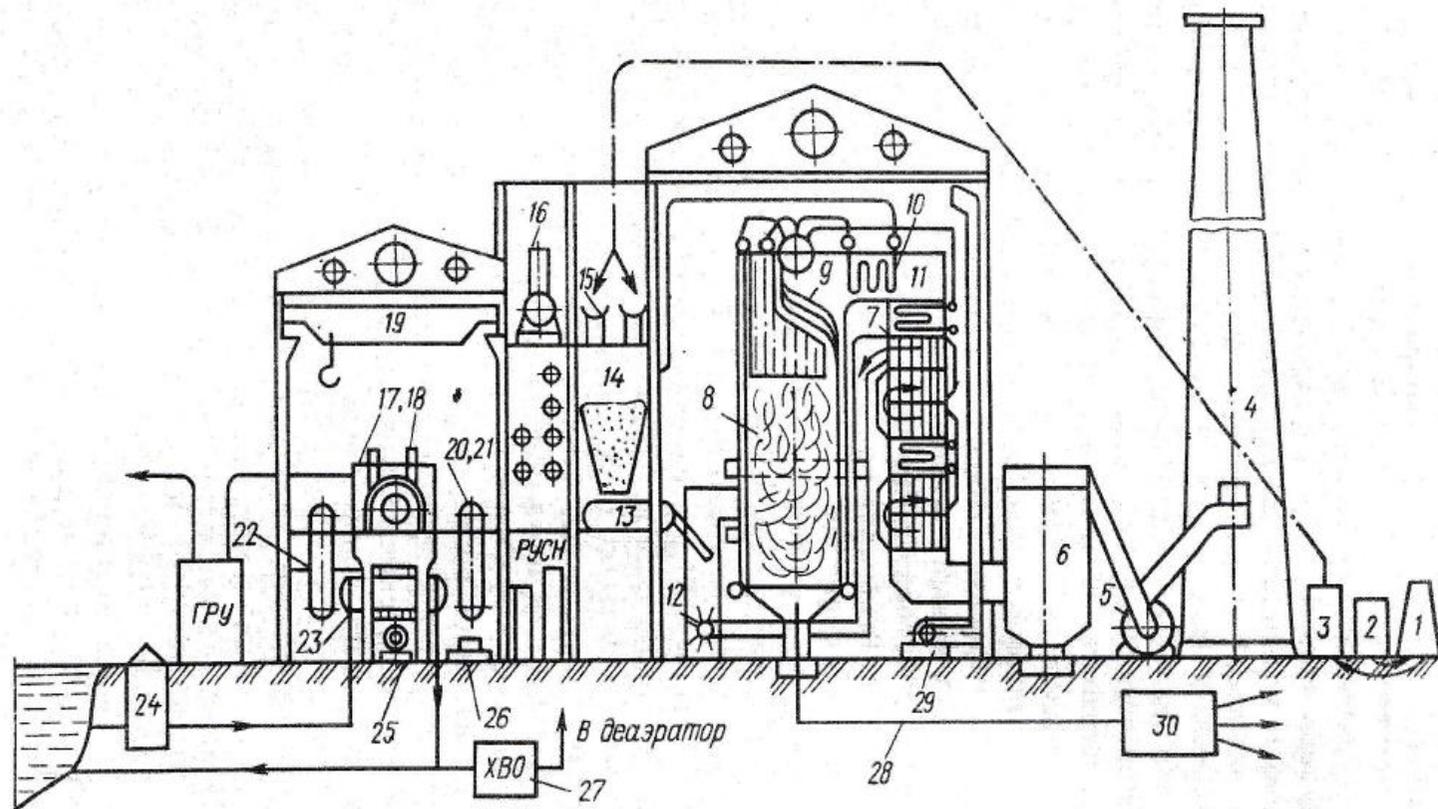


Рис. 16.5. Упрощенная технологическая схема ТЭЦ, работающей на твердом топлив

Воздух, необходимый для сжигания топлива, подается дутьевым вентилятором 29 через воздухоподогреватель 7 в мельницу 12 и топку котельного агрегата 8. Образовавшийся в топочной камере шлак и уловленная зола в золоуловителе 6 с помощью воды по шлакозолопроводам 28 поступает для перекачки гидрошлакозоловой пульпы 30 и далее в золоотвалы. Полученный в котельном агрегате пар из пароперегревателя 10 подается по паропроводу в паровую турбину 17, с которой соединен электрический генератор 18. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 23, где он конденсируется.

Главный конденсат турбины из конденсатора 23 подается насосами 25 через регенеративные подогреватели низкого давления 20 в деаэрактор 16. В деаэрактор поступают также конденсат из различных элементов тепловой схемы ТЭЦ и добавочная вода после химической водоочистки 27, восполняющая потери пара и конденсата на электростанции и у внешних потребителей. Потоки, поступающие в деаэрактор, образуют питательную воду, которая после дегазации подается питательными насосами 26 через подогреватели высокого давления 21 и водяной экономайзер 11 в барабан котельного агрегата. Часть пара из отбора турбины направляется непосредственно к внешним потребителям, другая его часть идет в сетевые подогреватели 22 для нагрева воды, поступающей на отопление и бытовые нужды.

Для технического водоснабжения электростанции и, в частности, для охлаждения конденсаторов турбин служит береговая насосная 24. Вода циркуляционными насосами подается от источника

водоснабжения в конденсатор 23. После прохождения через конденсатор, основная масса воды возвращается в источник водоснабжения. Часть воды, выходящей из конденсатора, поступает на химическую водоочистку, в систему гидрозолоудаления и на другие нужды. Электроэнергия от генератора 18 отводится к внешним потребителям через распределительное устройство (ГРУ) и на собственные нужды ТЭС через распределительное устройство собственных нужд (РУСН). Машинный зал оснащается мостовым краном 19, который служит для монтажа и ремонта оборудования. Мостовые краны устанавливаются также и в котельных цехах ТЭЦ.

На рис. 16.6 показана упрощенная принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбинами ПТ-60-130/15, получившими широкое применение на ТЭЦ крупных ЦБК. Основное количество пара  $D$  из котельного агрегата КА поступает на турбину, а небольшая часть полученного пара идет на собственные нужды котельного цеха  $D_{С.Н}^{КОТ}$  и машинного зала  $D_{С.Н}^{М.З}$ . В части высокого давления ЧВД турбины имеется два нерегулируемых отбора, пар из которых поступает в регенеративные подогреватели высокого давления ПВД7 и ПВД6, а также имеется регулируемый производственный отбор. Из этого отбора пар направляется на производственные потребители П, на ПВД5 и на деаэратор Д, работающий при давлении 0,6 МПа. Часть турбины среднего давления ЧСД имеет два нерегулируемых и один регулируемый теплофикационный отбор. Из нерегулируемых отборов пар идет на ПНД4 и ПНД3, а из теплофикационного отбора – на ПНД2 и на основной сетевой подогреватель ОП.

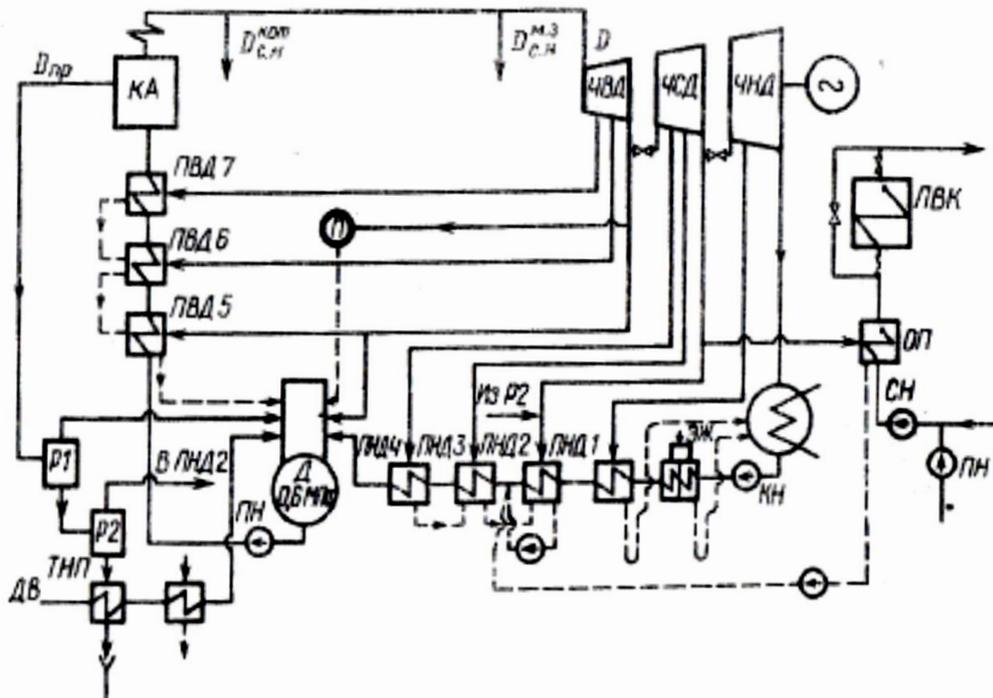


Рис. 16.6. Упрощенная принципиальная тепловая схема

### ТЭЦ с турбинами ПТ-60-130/13

В основном подогревателе нагревается сетевая вода, подаваемая из тепловой сети сетевыми насосами СН. При низких температурах наружного воздуха сетевая вода догревается в пиковом водогрейном котле ПВК, после чего поступает в тепловую сеть для целей отопления и горячего водоснабжения. Часть низкого давления турбины ЧНД имеет один нерегулируемый отбор, откуда пар идет на ПНД1. Оставшаяся часть отработавшего в турбине пара направляется в конденсатор, где пар конденсируется. Образовавшийся основной конденсат конденсатными насосами КН прокачивается через эжекторные подогреватели ЭЖ, ПНД1–ПНД4 в деаэратор Д.

В линию главного конденсата подается конденсат из основного сетевого подогревателя ОП. В деаэрактор поступает также конденсат греющего пара ПВД производственных потребителей П, греющий пар из производственного отбора турбины, пар из расширителя непрерывной продувки Р1 и добавочная вода ДВ. Питательная вода после деаэрации питательными насосами ПН подается в котельные агрегаты КА через ПВД5–ПВД7.

Слева на схеме показана двухступенчатая система использования теплоты непрерывной продувки котлов. Продувочная вода в количестве  $D_{пр}$  поступает в расширитель Р1, где происходит вскипание воды. Полученный пар направляется в деаэрактор, а неиспарившаяся вода идет в расширитель второй ступени Р2, где происходит ее вскипание. Полученный пар направляется в ПНД2, а неиспарившаяся вода удаляется через теплообменник непрерывной продувки ТНП в техническую канализацию. Добавочная вода котлов, восполняющая потери пара и конденсата в тепловой схеме, проходит через ТНП, затем через подогреватель добавочной воды, где нагревается до определенной температуры, после чего поступает, в деаэрактор.

## **16.6. Тепловая экономичность ТЭЦ**

На ТЭЦ происходит комбинированное производство тепловой и электрической энергии. Экономия топлива при комбинированной выработке энергии по сравнению с отдельной выработкой определяет экономическую эффективность ТЭЦ. Поскольку на ТЭЦ вырабатывается два вида энергии, тепловую экономичность ТЭЦ

определяют двумя частными КПД по выработке (отпуску) электрической и тепловой энергии в отдельности. Для этого все сожженное на ТЭЦ топливо распределяют на две составляющие, т. е. определяют расходы топлива на выработку тепловой

$$B_T = \frac{Q_{\text{отп}}}{\eta_K^{\text{HT}} \eta_{\text{Т.П}} Q_H^P} \quad (31)$$

и на выработку электрической энергии

$$B_{\text{э}} = B - B_T, \quad (32)$$

где  $Q_{\text{отп}}$  – теплота, отпущенная от ТЭЦ внешним потребителям;  
 $\eta_K^{\text{HT}}$  – КПД котельной ТЭЦ нетто;  $\eta_{\text{Т.П}}$  – КПД теплового потока;  
 $B$  – расход топлива, сжигаемого в котельной ТЭЦ (за определенный промежуток времени).

КПД ТЭЦ брутто по производству электрической и тепловой энергии определяется выражениями:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{бр}} = \frac{\text{Э}_{\text{выр}}}{B_{\text{э}} Q_H^P}; \quad (33)$$

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{B_T Q_H^P}. \quad (34)$$

Если в формулу (34) подставить значение  $B_T$  из (31), то получим

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{бр}} = \eta_K^{\text{HT}} \eta_{\text{Т.П}}. \quad (35)$$

Из формулы (35) следует, что КПД ТЭЦ по производству тепловой энергии не зависит от выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Таким образом, согласно данному методу оценки тепловой экономичности, выдача теплоты от ТЭЦ проводится как бы

непосредственно из котельных агрегатов, а вся выгода от комбинированного производства энергии относится на выработку электрической энергии.

Энергетическая эффективность может быть оценена по удельным расходам топлива на выработку (отпуск) электрической и тепловой энергии. Из формулы (33) получим удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кВт · ч,

$$b_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{B_{\text{э}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}}} = \frac{3600}{\eta_{\text{э}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (36)$$

а удельный расход условного топлива с теплотой сгорания 29300, кДж/кг,

$$b_{\text{э}}^{\text{у}} = \frac{3600}{29300 \eta_{\text{э}}^{\text{бр}}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{э}}^{\text{бр}}}. \quad (37)$$

Удельный расход натурального топлива на выработку 1 ГДж тепловой энергии найдем из формулы (34):

$$b_{\text{т}}^{\text{н}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{отп}}} = \frac{10^6}{\eta_{\text{т}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (38)$$

Для определения удельных расходов топлива по отпуску электрической и тепловой энергии в знаменателях формул (36)–(38) нужно вместо КПД брутто подставлять соответствующий КПД нетто.

### ***Экономичность ТЭЦ в условиях тепло- и энергоснабжения ЦБП***

В целлюлозно-бумажном производстве основным теплоносителем является водяной пар, отработанный в турбогенераторах.

Пар поступает в турбины от энергетических и энерготехнологических СРК. Экономичность турбогенераторов определяется соотношением параметров пара на входе в турбину и в промежуточных производственных отборах. На современных комбинатах основными параметрами энергетического пара являются:  $P = 13,9$  МПа при температуре  $t_{пе} = 540$  °С; параметры пара, вырабатываемого в СРК,  $P = 3,9$  МПа и  $t_{пе} = 430–450$  °С. Низкие параметры энерготехнологического пара существенно снижают экономичность выработки электроэнергии в турбоагрегатах. Однако повышение параметров пара в СРК в настоящее время лимитируется коррозионным воздействием продуктов сгорания щелока на испарительные поверхности и условиями безопасности эксплуатации.

Существенное влияние на использование тепловой энергии оказывает выбор параметров пара в производственных отборах турбогенераторов, а также их пропускная способность.

Основными параметрами отбираемого пара являются:  $P_1 = 1,5$  МПа и  $P_2 = 0,5$  МПа. Пар первого отбора расходуется в основном на варку целлюлозы и частично на выпаривание щелоков.

Основными потребителями пара низкого давления (из второго отбора) являются сушильные и выпарные установки, а также другие технологические аппараты.

В условиях эксплуатации часто имеет место несоответствие потребности в паре теплотехнологических процессов пропускной способности отборов турбин. Вследствие этого часто прибегают к использованию пара более высоких параметров и снижению их в редуционно-охладительных установках (РОУ), что связано с понижением эффективности использования энергетического пара.

В этих условиях устанавливают на входе теплотехнологических установок пароэжекторные установки, в которых в качестве низкопотенциального теплоносителя используется частично отработанный технологический пар.

## **Глава 17. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ**

### **17.1. Пароводяные подогреватели**

Пароводяные подогреватели широко применяются на тепловых электростанциях и отопительных котельных в качестве подогревателей питательной воды котлов, сетевых подогревателей в системах отопления и горячего водоснабжения. В парожидкостных теплообменных аппаратах греющей средой является пар, нагреваемой–жидкость. Подогрев конденсата и основного потока питательной воды паром, частично отработавшим в паровой турбине и отбираемым из промежуточных ступеней (регенеративных отборов), снижает расход топлива на выработку 1 кг пара и повышает общую экономичность станции.

На небольших паротурбинных станциях регенеративная система подогрева питательной воды состоит из 1-2 ступеней, а на крупных современных станциях из 7-8 ступеней. Обычно регенеративные подогреватели устанавливаются между конденсатором и питательным насосом, а также между питательным насосом и паровым котлом (см. рис. 16.6). В первом случае подогреватели работают под напором конденсатного насоса и называются *подогревателями низкого давления*. Во втором случае подогреватели работают под напором питательного

насоса и называются *подогревателями среднего и высокого давления*.

Для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения на ТЭЦ и в котельных используют *сетевые подогреватели (бойлеры)*. Сетевые подогреватели устанавливают на линии охлажденной (обратной) воды, находящейся под напором сетевых насосов. Нагретая в подогревателях до расчетных температур вода подается в прямую линию тепловой сети для обеспечения нужд потребителей. Пар может поступать из теплофикационного отбора турбины или редуционно-охладительной установки (РОУ). Обычно сетевые подогреватели изготавливаются кожухотрубчатыми в вертикальном или горизонтальном исполнении. В качестве поверхности теплообмена используются стальные или латунные трубки. Аппараты выполняются жесткой конструкции, в которых трубные доски крепятся к корпусу аппарата, и нежесткой конструкции, в которых одна из трубных досок не связана с корпусом аппарата или заменена гибкой трубной системой.

На рис. 17.1 приведена конструкция пароводяного двухходового аппарата жесткого типа с прямыми стальными или латунными трубками. Греющий пар через патрубок 1 поступает в межтрубное пространство, где установлены паровые направляющие перегородки 2, и, конденсируясь, отдает свою теплоту парообразования через стенки труб воде. Конденсат стекает по наружным стенкам трубок и через патрубок 9 удаляется из аппарата. Нагреваемая жидкость (вода) через патрубок 3 поступает в верхнюю камеру 4, проходит внутри трубок в нижнюю камеру 8, поднимается по второй половине трубного пучка и через патрубок 6 выходит из аппарата. Число ходов по стороне жидкости может быть I, II, IV или VI. Для обеспечения многократного движения жидкости в камерах устанавливают разделительные

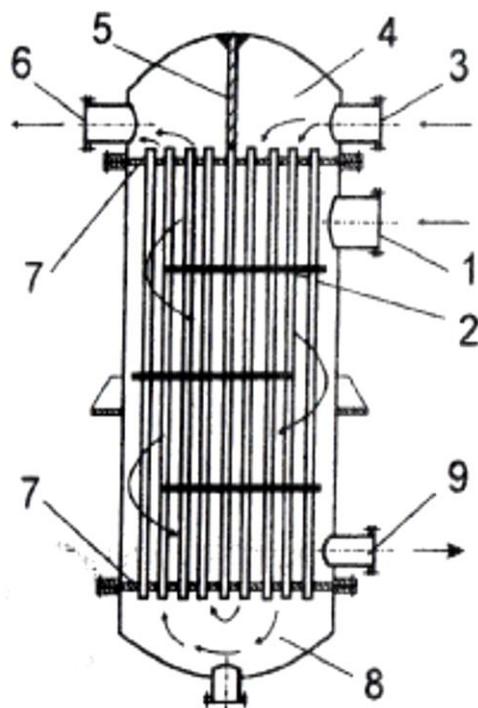


Рис.17.1. Двухходовой аппарат жесткой конструкции:

1 – патрубков; 2 – направляющие перегородки; 3, 6 – патрубки для входа и выхода воды; 4, 8 – верхняя и нижняя водяные камеры; 5 – разделительная перегородка; 7 – трубные доски; 9 – патрубок для отвода конденсата

перегородки 5. Схемы установки перегородок представлены на рис. 17.2. Для предотвращения перетечек жидкости между ходами перегородки устанавливаются на плоскость трубных досок 7 и уплотняются. В аппаратах жесткой конструкции трубные доски приварены к корпусу аппарата или зажимаются между фланцами.

Верхняя и нижняя крышки камер крепятся болтами.

Шаг между трубками выбирается из условий прочности трубной доски и способа их крепления.

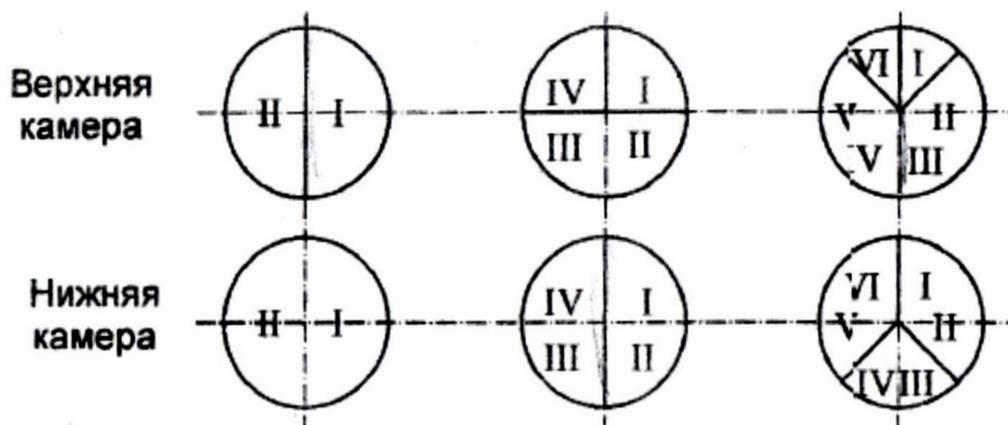


Рис. 17.2. Схемы расположения перегородок в камерах

При креплении развальцовкой трубок с наружным диаметром 25–27 мм относительный шаг между трубками принимается  $\sigma = t/d$ ,  $\sigma = 1,23–1,28$ . При  $d < 25$  мм  $\sigma = 1,5–2,0$ . Увеличение относительного шага при малых диаметрах трубок связано с необходимостью обеспечения минимально допустимой толщины перемычки между трубками в трубной доске.

Аппараты жесткой конструкции просты, но межтрубная часть недоступна для очистки, а трубный пучок не имеет возможность компенсировать термические удлинения. Кроме того, при увеличении давления рабочих сред значительно возрастает толщина, а следовательно, и масса трубных досок. Поэтому такие аппараты обычно применяются при давлениях рабочих сред до 1,0 МПа и разности температур между корпусом и трубным пучком не более 50 °С.

В аппаратах нежесткой конструкции трубный пучок может свободно удлиняться, так как нижняя трубная доска не связана с корпусом. Такие аппараты называются с плавающей водяной камерой.

## 17.2. Сетевые подогреватели (бойлеры)

На рис. 17.3 представлена конструкция вертикального четырехходового сетевого подогревателя. Его конструктивные характеристики приведены в табл.П.8.1, прил.П.8.

В качестве поверхности теплообмена обычно используются латунные трубки  $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} = 19/17$  мм. Число ходов по воде – 2, 4, 6.

Принцип работы аппарата аналогичен работе аппаратов жесткой конструкции. Нижняя водяная камера и вся трубная система подвешены к верхней трубной доске, благодаря чему происходит свободное удлинение трубок. Преимущество аппаратов с плавающей водяной камерой заключается также в доступности очистки межтрубного пространства.

Важным фактором в обеспечении эффективной работы подогревателей воды является организация движения потока пара в межтрубном пространстве.

На рис. 17.4 приведена конструкция вертикального двухходового сетевого подогревателя с эксцентричным расположением трубного пучка относительно корпуса аппарата.

Трубный пучок, выполненный из латунных трубок 19/17 мм, расположен эксцентрично относительно корпуса аппарата, в результате чего образуется серповидный проход для равномерного распределения пара от периферии к центру пучка. Для предотвращения вибрации трубного пучка и эрозионного износа трубок на входе в аппарат установлен паротбойный щиток. Для удаления воздуха и других несконденсировавшихся газов в центре пучка установлена трубка с отверстиями по всей высоте, для предотвращения проскока пара

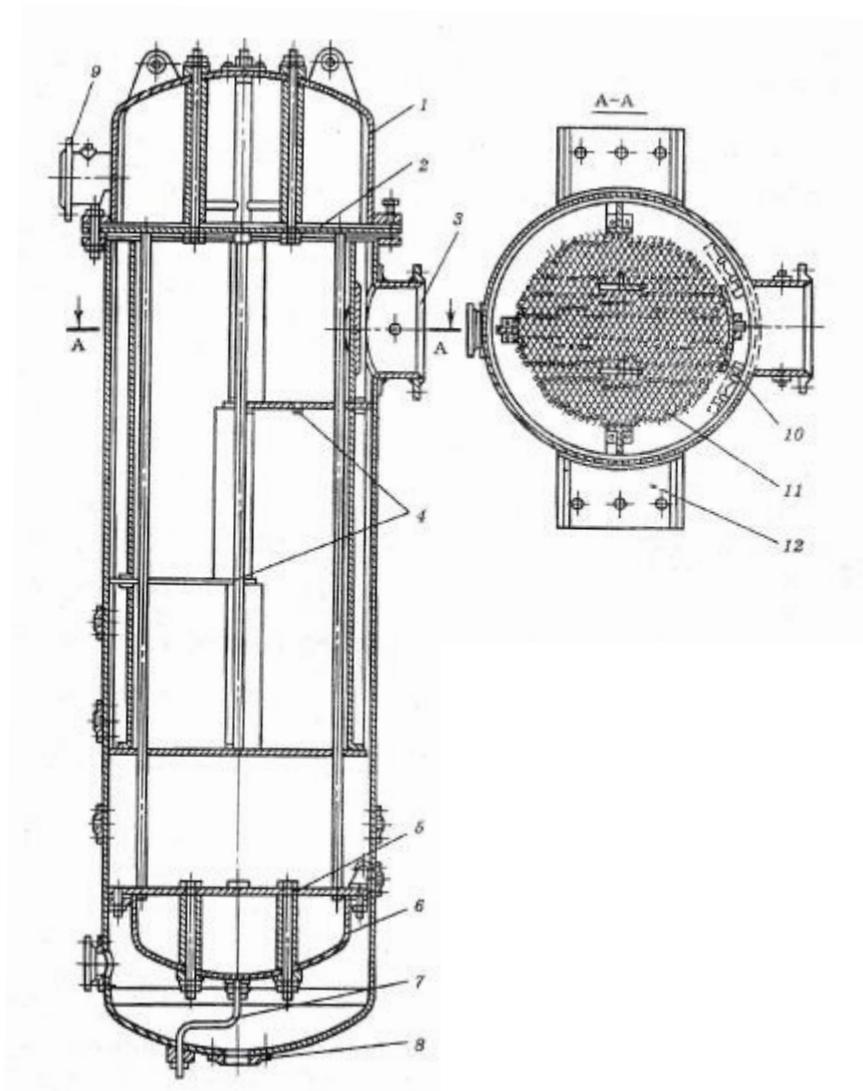


Рис. 17.3. Вертикальный четырехходовой подогреватель сетевой воды (бойлер):

1, 6 – верхняя и нижняя водяные камеры; 2, 5 – верхняя и нижняя трубные доски; 3 – патрубок для входа воды; 4 – направляющие перегородки для пара; 7 – спускная труба для слива воды из трубной системы; 8 – патрубок для отвода конденсата; 9 – патрубок для входа воды; 10 – паротбойный щиток; 11 – трубки; 12 – опорные лапы

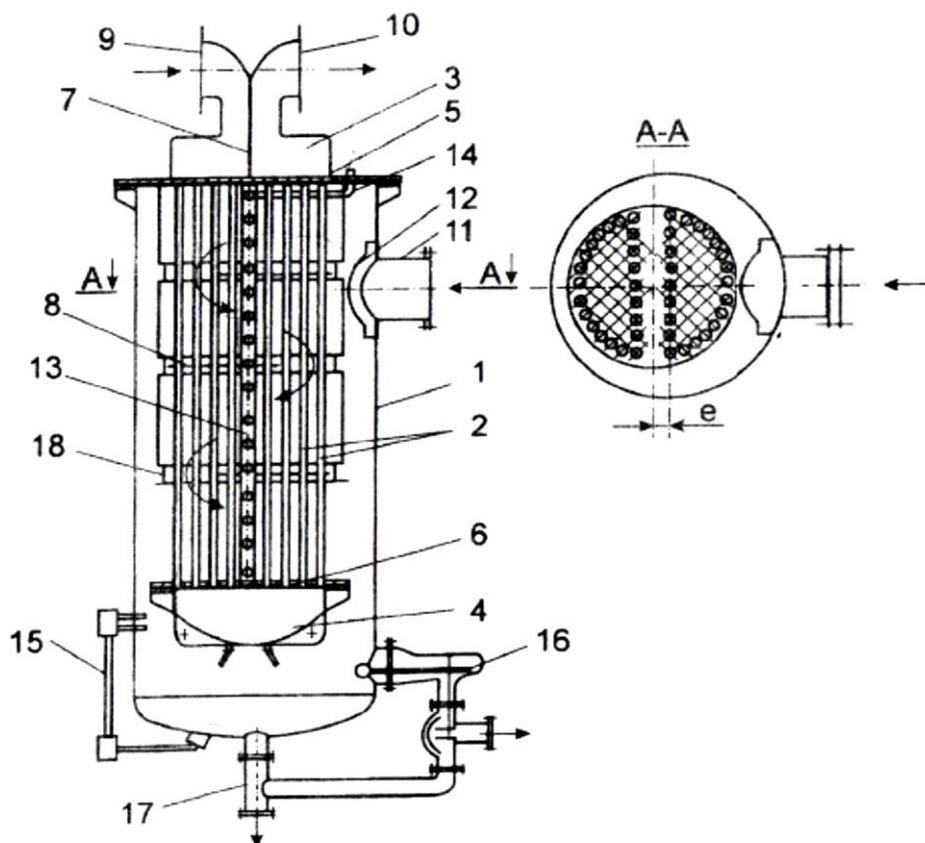


Рис. 17.4. Вертикальный двухходовой подогреватель сетевой воды с эксцентричным расположением трубного пучка:

1 – корпус (обечайка); 2 – трубный пучок; 3, 4 – верхняя и нижняя водяные камеры; 5, 6 – верхняя и нижняя трубные доски (решетки); 7 – разделительная перегородка; 8 – направляющие перегородки; 9, 10 – патрубки для входа и выхода воды; 11 – патрубок для входа пара; 12 – паротбойный щиток; 13 – труба для отсоса воздуха; 14 – отвод воздуха; 15 – указатель уровня конденсата (водомерное стекло); 16 – поплавковый регулятор уровня конденсата; 17 – патрубок для отвода конденсата; 18 – каркас жесткости

в конденсатную систему и недопущения заполнения конденсатом межтрубного пространства в аппарате поддерживается определенный уровень конденсата с помощью специального конденсатоотводчика.

Для расширения компоновочных возможностей при проектировании цехов тепловых электростанций и паровых котельных подогреватели сетевой воды изготавливают в горизонтальном исполнении. На рис. 17.5 приведена конструкция двухходового пароводяного подогревателя с плоскими днищами [1, 2, 9].

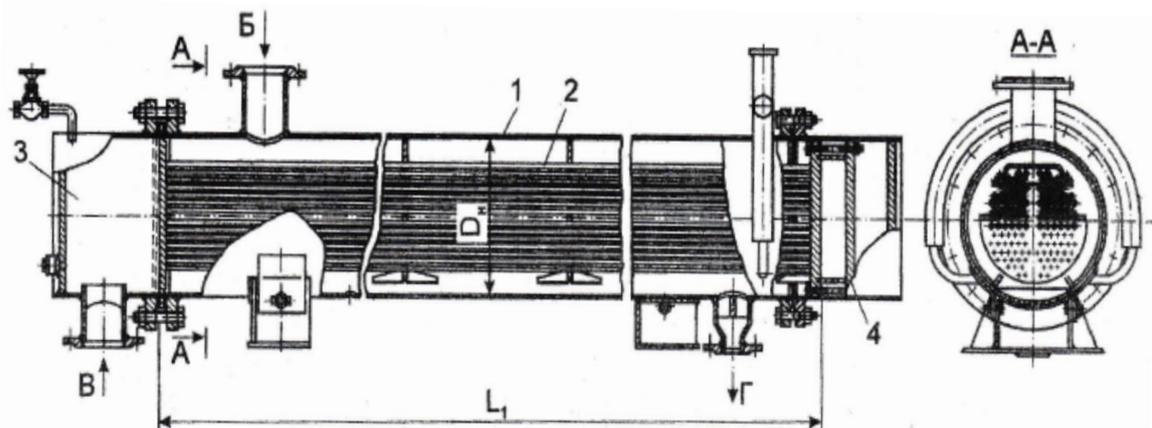


Рис.17.5. Горизонтальный двухходовой подогреватель:

Б – вход пара; В – вход и выход воды; Г – выход конденсата;

$D_H$  – диаметр корпуса аппарата; 1 – корпус; 2 – трубный пучок;

3 – передняя водяная камера с перегородкой; 4 – задняя водяная камера

Греющий пар поступает в межтрубное пространство теплообменника. Он огибает направляющие паровые перегородки и, конденсируясь, отдает теплоту парообразования нагреваемой воде, которая движется внутри трубок. Конденсат стекает по наружным стенкам трубок и через патрубок Г удаляется из аппарата.

Характеристика водо-водяных теплообменников приведена в табл.

П.9.1, прил. П.9 и на рис. П.9.2, а, рис. П.9.2, б. Сальные трубы приведены в табл. П.3, прил. П.3.

### **17.3. Подогреватели низкого и высокого давления для регенеративного подогрева питательной воды**

Разновидностью аппаратов нежесткой конструкции являются подогреватели с U-образными и спиральными трубками, устанавливаемые на ТЭЦ для подогрева питательной воды.

Конструкция двухходового регенеративного подогревателя низкого давления с U-образными трубками приведена на рис. 17.6.

Конструктивные характеристики подогревателя низкого давления приведены в табл.П.8.2, прил. П.8.

Принцип действия аппарата аналогичен сетевому подогревателю. Поверхность теплообмена обычно выполняется из латунных труб  $d_n/d_{вн} = 16/13$  мм. Число ходов по воде – 2, 4, 6. Конструкция облегченная (одна трубная доска); имеется доступ для очистки наружной поверхности труб. Компенсация термических удлинений осуществляется за счет изогнутой формы трубных петель. Предусмотрена установка электронной системы контроля за уровнем конденсата в межтрубном пространстве. Недостатками этой конструкции являются трудность очистки внутренней поверхности трубок и сложность разметки трубной доски.

Аппараты с U-образными трубками на тепловых электрических станциях применяются в качестве подогревателей низкого и высокого давления. Однако при давлении воды 9 МПа и более конфигурация трубок не обеспечивает достаточной гибкости, а толщина трубной

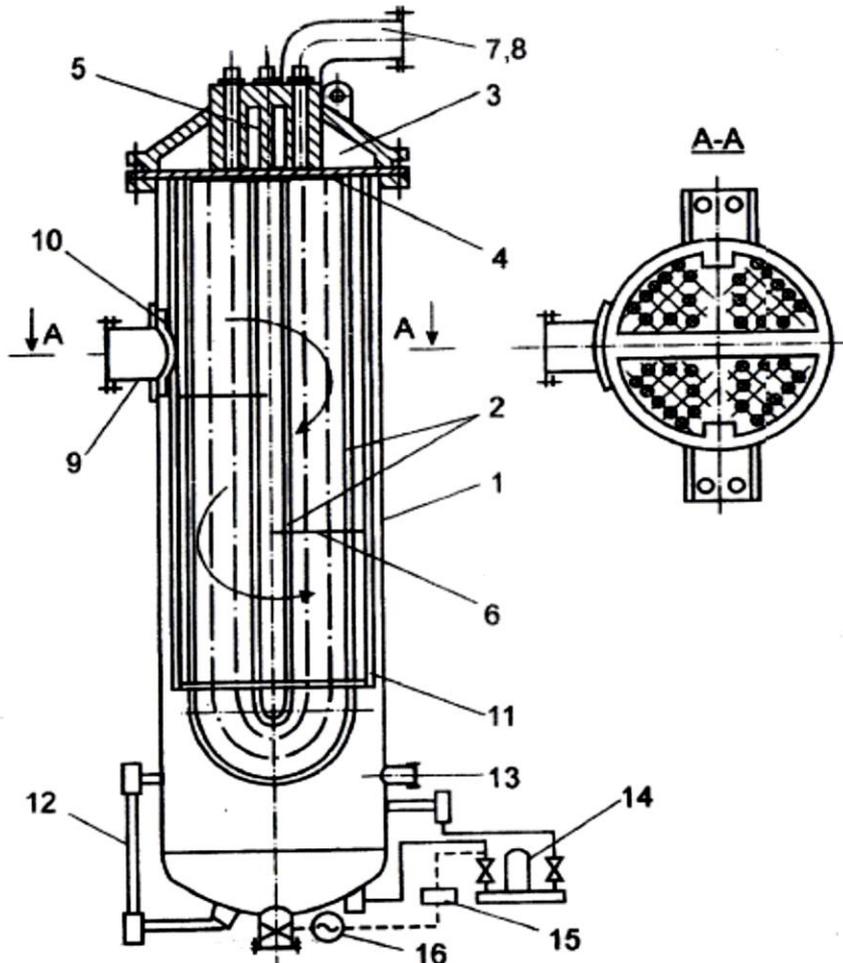


Рис. 17.6. Подогреватель низкого давления для воды  
с U-образными трубками:

- 1* – корпус (обечайка); *2* – трубный пучок; *3* – водяная камера;  
*4* – трубная доска; *5* – разделительная перегородка; *6* – направляющие  
 перегородки; *7, 8* – патрубки для входа и выхода воды; *9* – патрубок  
 для входа пара; *10* – паротбойный щиток; *11* – каркас жесткости;  
*12* – указатель уровня конденсата (водомерное стекло); *13* – отсос  
 воздуха; *14* – дифференциальный манометр; *15* – электронный датчик;  
*16* – регулирующий орган

доски увеличивается до недопустимых размеров. Поэтому при таком давлении воды в трубках конструкции подогревателей выполняются без трубных досок, вода находится в коллекторной системе из толстостенных труб, а в качестве поверхности нагрева используются многовитковые спирали.

На рис. 17.7 приведена конструкция подогревателей высокого давления (ПВД) с двухъярусными спиральными трубками. Спираль, приведенная на рис. 17.8, представляет собой стальную трубу

$d_{\text{н}}/d_{\text{вн}} = 32/24$  мм, навитую в два яруса по восемь витков в каждом.

Шаг витков  $t = 40$  мм. Шаг между ярусами составляет  $S_1 = 36$  мм.

Спирали, расположенные одна над другой, образуют четыре трубные колонны. Между колоннами спиралей размещены четыре вертикальных коллектора, рабочая длина которых соответствует высоте колонн спиралей. Спирали каждой колонны своими концами приварены к двум примыкающим к ним коллекторам, один из которых подводит к ним воду, а другой отводит.

Питательная вода через подводящий патрубок в верхней крышке корпуса направляется по центральной трубе в нижнюю часть двух диаметрально противоположных коллекторов, совершает три хода с помощью глухих перегородок в соответствующих местах коллекторов и из верхней части двух других коллекторов, соединенных с отводящим патрубком в верхней крышке, выводится из подогревателя.

Высота аппарата достигает 14 м при диаметре корпуса до 3,2 м. Конструкция ПВД постоянно совершенствуется с целью повышения их компактности и эффективности работы. Достигается это за счет оптимизации схем движения теплоносителей, применения в качестве поверхности нагрева труб меньших диаметров, организацией

встроенных охладителей пара и конденсата и т. п.

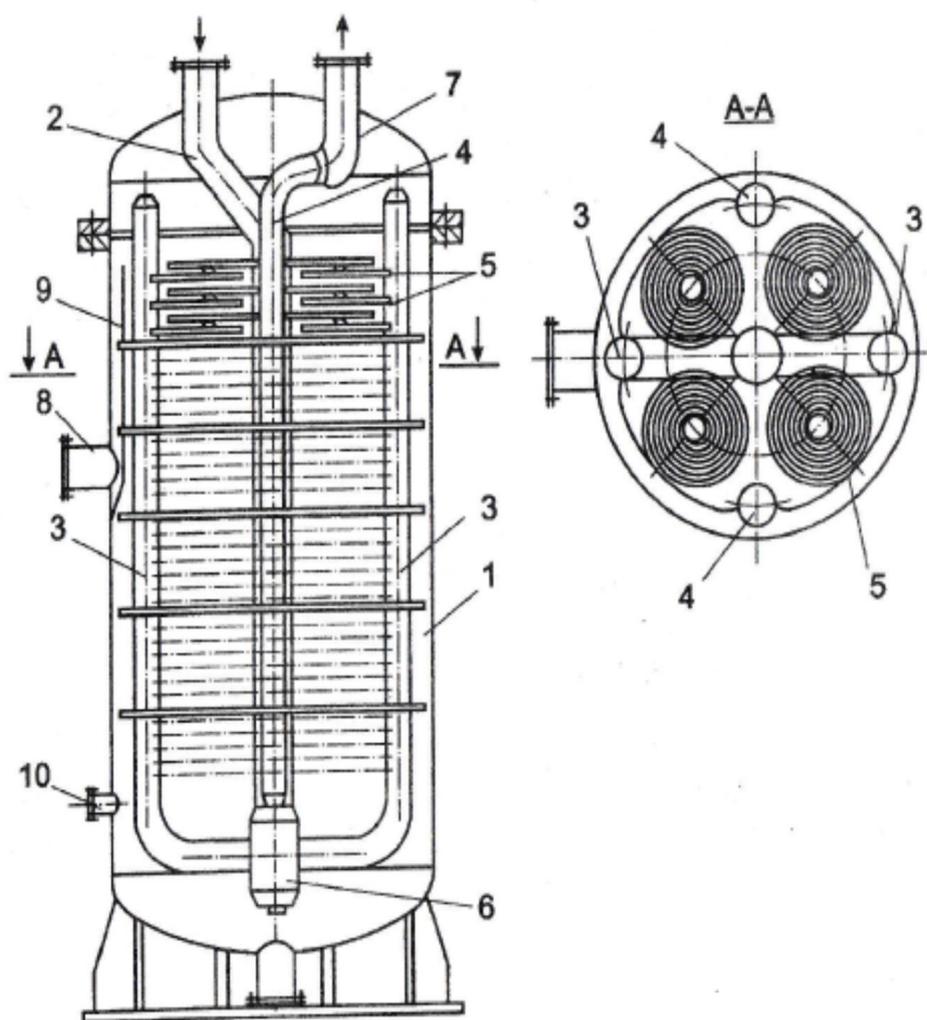


Рис. 17.7. Подогреватель высокого давления

с двухъярусными спиральными трубками:

1 – корпус (обечайка); 2 – центральный коллектор (патрубок для входа воды); 3 – распределительные (напорные) коллекторы; 4 – отводящие (сливные) коллекторы; 5 – спиральные трубки; 6 – тройник; 7 – патрубок для выхода воды; 8 – патрубок для входа пара; 9 – паротбойный щиток; 10 – отсос воздуха

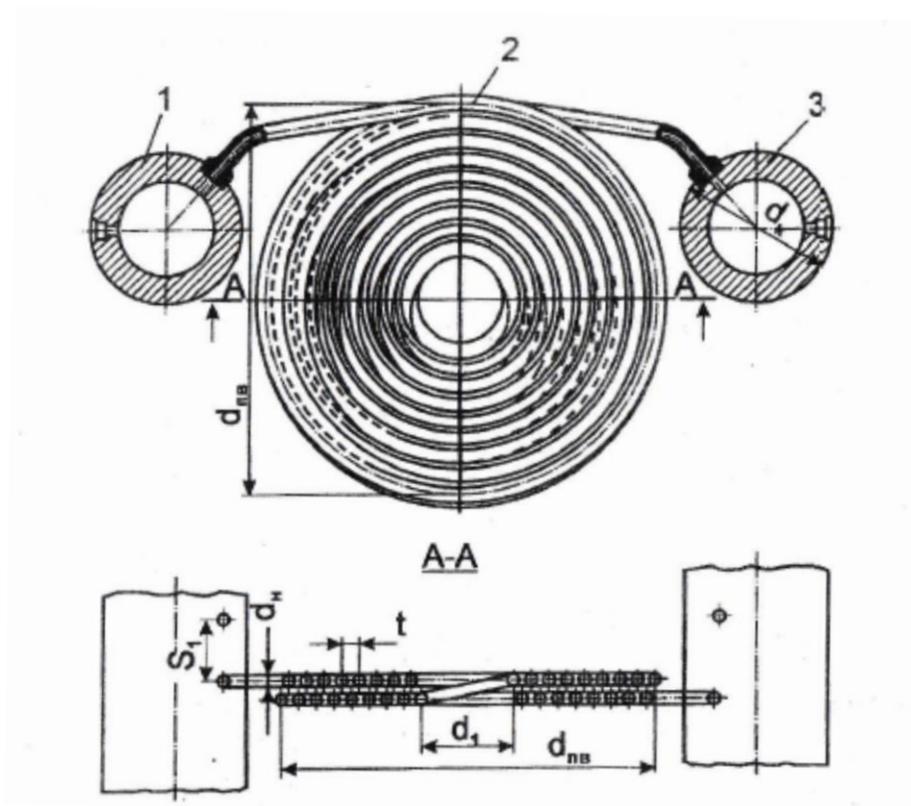


Рис. 17.8. Двухъярусная спираль:

1, 3 – входной и выходной коллекторы; 2 – змеевик

#### 17.4. Конденсатные и водяные насосы

В системах теплоснабжения бумагоделательных и картоноделательных машин хорошо зарекомендовали себя вертикальные многоступенчатые центробежные конденсатные насосы типа CR и CRE фирмы «Grundfos» [1, 2].

Конденсатные насосы данного типа (рис. 17.9) являются высокоэффективными, мощными, надежными, бесшумными и компактными насосными агрегатами с электронным регулированием частоты вращения.

Они хорошо работают при температуре конденсата до 120 °С. Такие насосы используются для перекачки основного конденсата от машин к бакам-сборникам конденсата. Кроме того, они успешно работают и как *водяные насосы*, прокачивающие охлаждающую воду через пароводяной теплообменный аппарат (ПВТ) и два водо-водяных теплообменных аппарата (ВВТ-1 и ВВТ-2).



Рис. 17.9. Насосы типа CR, CRN

*Конденсатные насосы фирмы «Grundfos»* работают в широком диапазоне производительности от 0,8 до 200 м<sup>3</sup>/ч и напоре от 20 до 220 м вод. ст. с высоким КПД до 80 %. В то же время, отечественные конденсатные насосы типа Кс 12-50 и Кс 20-50 выпускаются с производительностью только 12 м<sup>3</sup>/ч и более, что плохо отражается на

работе сушильных частей бумагоделательных и картоноделательных машин малой и средней производительности. Такие конденсатные насосы имеют большую производительность и работают периодически.

На рис. 17.10 и 17.11 представлены сводные графики характеристик для выбора конденсатных насосов типа CR и CRE фирмы «Grundfos». Заказать насосы такого типа можно в компании «Единый сервисный центр» в Москве, Санкт-Петербурге и других городах России. Насосы типа CRE применяются для перекачки конденсата при повышенном давлении. Например, их можно использовать для редуционно-охлаждающих устройств (РОУ) и охлаждающих устройств (ОУ), устанавливаемых после паровых котлов. Буква E в маркировке данного оборудования, обозначает, что эти установки относятся к так называемой серии «E-насосов», то есть, снабжены электродвигателями с электронной регулировкой частоты вращения.

Насос типа CR (или CRN) представляет собой вертикальный многоступенчатый центробежный насос с нормальным всасыванием, со стандартным электродвигателем фирмы «Grundfos». Насос состоит из основания и головной части. Промежуточные камеры и цилиндрический кожух соединены между собой, а также с основанием и головной частью насоса при помощи стяжных болтов. В основании имеются соосно расположенные всасывающий и напорный патрубки.

Номенклатура насосов включает 13 типоразмеров с различным значением расхода, несколько сотен типоразмеров с различными значениями давления. Все насосы оснащены торцевым уплотнением вала, не требующим технического обслуживания. Насосы CRE, CRNE созданы на основе насосов CR, CRN и принадлежат к семейству «E-насосов». Отличительной особенностью этого типа насосов

являются электродвигатели с частотным регулированием скорости вращения.

Насосы с частотным регулированием рекомендуется выбирать:

- если требуется контроль производительности в зависимости от параметров потребления;

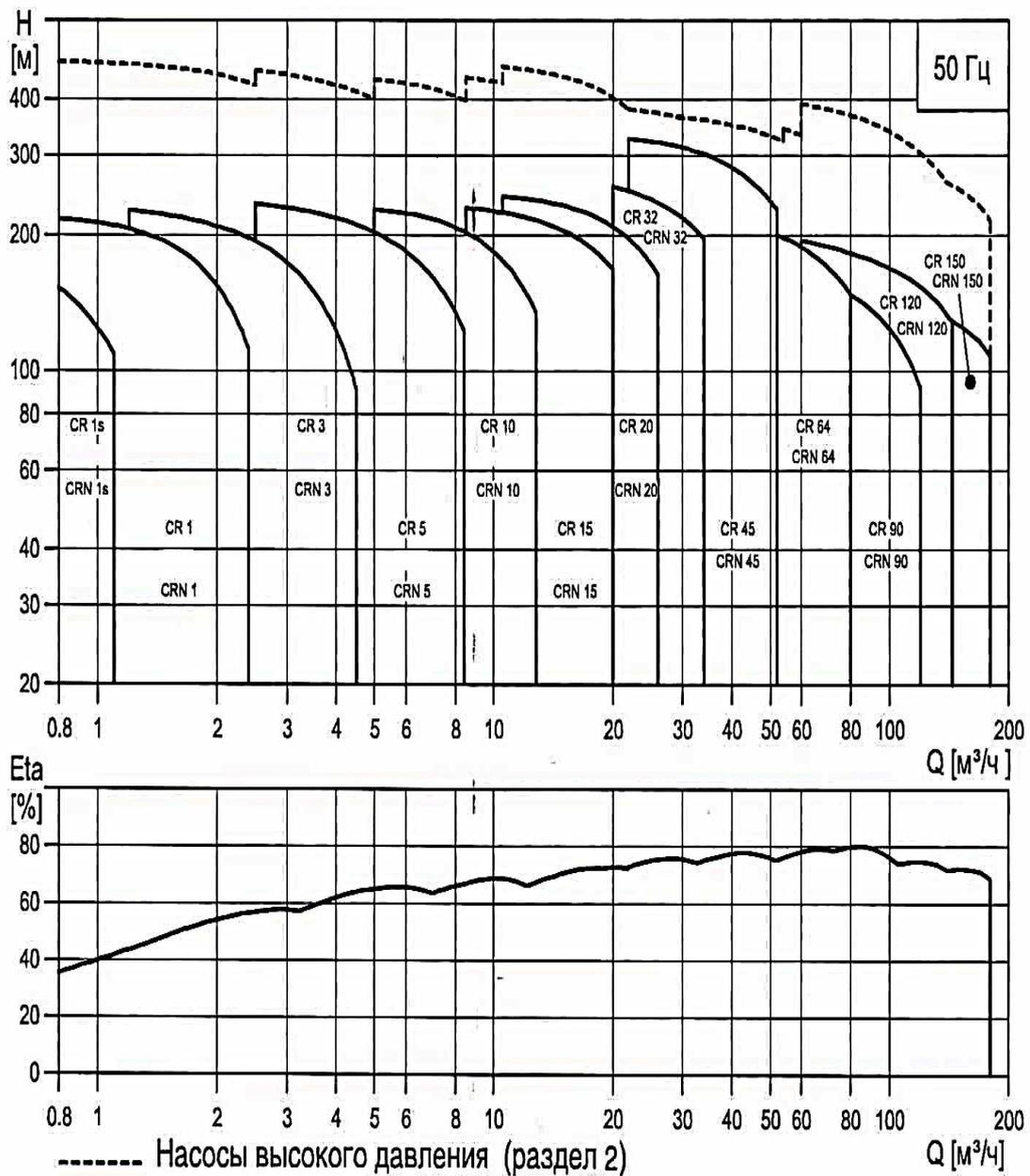


Рис.17.10. Сводный график характеристик насосов CR, CRN:

Eta – КПД насоса

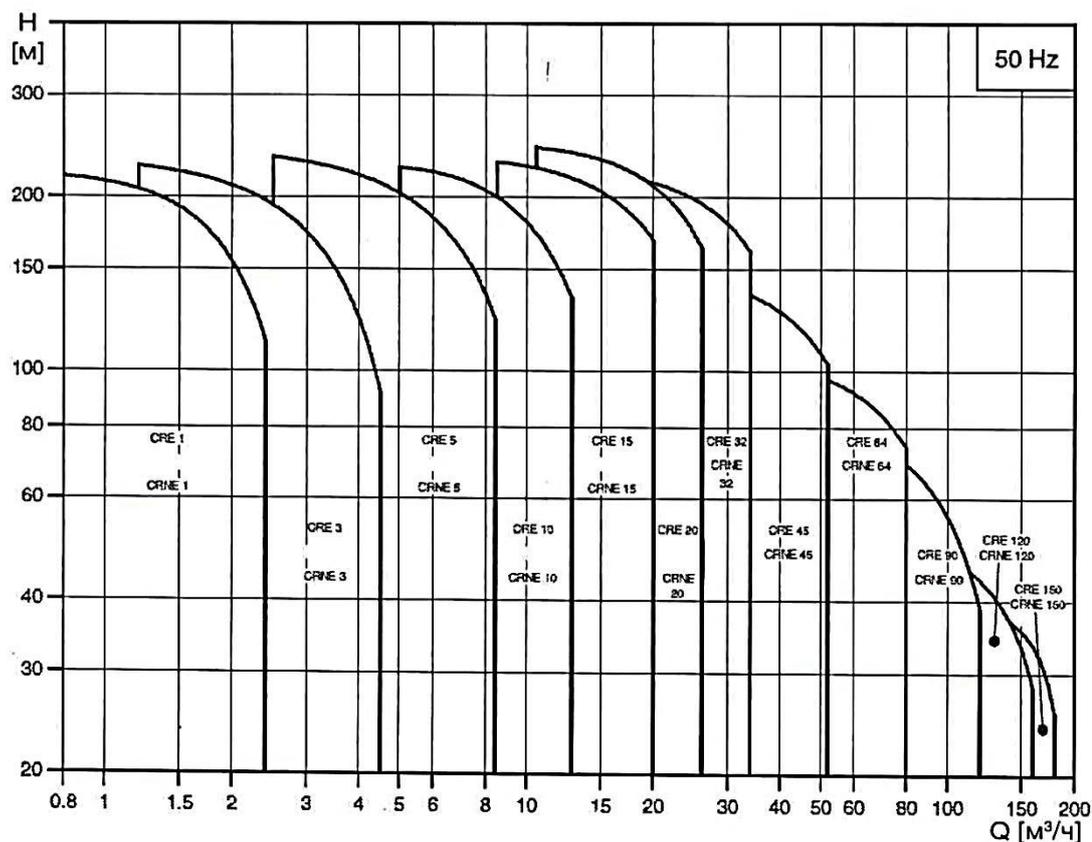


Рис. 17.11. Сводный график характеристик насосов CRE

- поддержание постоянного давления;
- диспетчеризация.

Преимущества применения насосов с частотным регулированием:

- энергосбережение;
- удобная эксплуатация;
- возможность изменения рабочих характеристик и контроль производительности.

Двигатели с частотным регулированием отличаются от обычных двигателей следующим: наличием встроенного пропорционально-интегрального регулятора; наличием входов для подачи внешних управляющих сигналов; возможностью установки заданных значений непосредственно на электродвигателе.

## Часть третья

# ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЦБП

---

## Раздел IV. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

### СУЛЬФАТНОЙ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ

## Глава 18. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СУЛЬФАТНОЙ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ

### 18.1. Основы технологии получения целлюлозы

Основным компонентом в производстве различных видов бумаги и бумажных изделий является *целлюлоза*, получаемая расщеплением древесины. В состав основных компонентов древесных волокон входят целлюлоза, гемицеллюлоза, лигнин и экстрактивные вещества. Примерное содержание компонентов древесины (числитель – хвойной, знаменатель – лиственной), %, приведено ниже.

Целлюлоза.....42/45;    Лигнин.....10/27;

Гемицеллюлоза....32/24;    Экстрактивные вещества.....6/4.

Целлюлоза является основным компонентом растительного волокна и содержится главным образом в центральном слое растительных волокон. Гемицеллюлоза представляет собой вещество первичной стенки и промежуточного слоя, а также третичной стенки. Лигнин выполняет роль связующего межволоконного вещества в древесном комплексе и содержится только в срединной пластинке и частично в третичной стенке. Наилучшие бумагообразующие свойства имеет масса, состоящая в основном из целлюлозы с добавкой в

некотором оптимальном соотношении гемицеллюлозы и небольшого количества лигнина. Первичной обработкой древесной массы является ее разделение на составляющие. Этот процесс осуществляется термической обработкой в варочных котлах с применением соответствующих химикатов, растворяющих большую часть лигнина и экстрактивных веществ, а также часть гемицеллюлоз.

Существуют два принципиально различных способа варки целлюлозы: *сульфитный и сульфатный*.

В настоящее время в промышленности применяются в основном сульфатный (90 %) и сульфитный (10 %) способы варки.

При сульфитном (СФИ) способе производства целлюлозы применяют химикаты, получаемые на основе сернистой кислоты. При этом в качестве основания используют оксиды натрия  $\text{Na}_2\text{O}$ , кальция  $\text{CaO}$ , магния  $\text{MgO}$ . Ряд технологических затруднений, возникающих в процессе сульфитной варки, ограничивает ее применение. Из перечисленных химических реагентов преимущественно пользуются натриевые и магниевые основания.

Сульфатный (СФА) способ варки основан на применении в качестве активных химических реагентов гидроксида натрия  $\text{NaOH}$  и сульфида натрия  $\text{Na}_2\text{S}$ . Примерный состав варочного щелока, г/л:  $\text{NaOH}$  – 90;  $\text{Na}_2\text{S}$  – 35;  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  – 12;  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  – 4.

Сульфатный способ производства целлюлозы имеет следующие преимущества:

- возможность использования древесины всех сортов;
- повышенная прочность целлюлозы;
- возможность регенерации отработанных щелоков;
- пониженные требования к качеству окорки древесины;

- пониженное коррозионное воздействие на применяемую аппаратуру;
- меньшая продолжительность варки по сравнению с сульфитной (СФИ) варкой, что повышает производительность варочного аппарата;
- использование, как правило, непрерывных процессов, что позволяет применять автоматизированные системы управления технологическим процессом.

Вследствие указанных преимуществ сульфатный способ выработки целлюлозы получил наиболее широкое применение в целлюлозно-бумажном производстве.

Однако сульфатному способу присущи и свои недостатки, которые позволяют конкурировать с ним другим способам получения целлюлозы. Это следующие недостатки:

- понижение выхода целлюлозы на 2–4 % по сравнению с СФИ целлюлозой при одинаковой степени делигнификации;
- образование дурнопахнущих газов (метилмеркаптан, сероводород);
- полученная целлюлоза имеет более темный цвет и труднее поддается отбелке.

Условия сульфатной варки характеризуются высокой щелочностью варочных растворов, высокой температурой (порядка 150–185 °С) и повышенным давлением (0,7–1,3 МПа). Это придает СФА целлюлозе специфические свойства, весьма отличающие ее от СФИ целлюлозы:

1. Сульфатная целлюлоза содержит меньше легкогидролизуемых гемицеллюлоз и меньше экстрактивных веществ (смолы).

2. СФА целлюлоза имеет пониженную химическую реакционную способность, меньше набухает, имеет небольшую степень полимеризации и более высокое содержание  $\alpha$ -целлюлозы.

3. СФА целлюлоза труднее размалывается, что требует повышенного расхода энергии на размол.

Современные методы варки и отбелки позволяют получать СФА целлюлозу с различными свойствами.

Принципиальная технологическая схема производства сульфатной целлюлозы представлена на рис. 18.1.

Общая блок-схема производства сульфатной целлюлозы приведена на рис.18.2.

Щепа из древесно-подготовительного цеха поступает в варочный цех, где происходит варка в котлах периодического или непрерывного действия. Затем следует промывка массы, сортирование и очистка.

В дальнейшем масса поступает либо по технологии на сушку, либо в отбельные цеха и затем на сушку, либо без сушки до отбелки или после на бумажно-картонную фабрику, если все производство в пределах одного предприятия. В отделе сортирования и промывки от массы отделяется черный щелок, который направляется в цех регенерации для восполнения потерь щелочи и получения варочного раствора.

На рис. 18.3 представлена аппаратно-технологическая схема производства сульфатной целлюлозы.

Щепу варят с *белым щелоком*, содержащим в качестве активного реагента смесь едкого натра и сульфида натрия  $\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{S}$  обычно в соотношении 70 и 30 %.

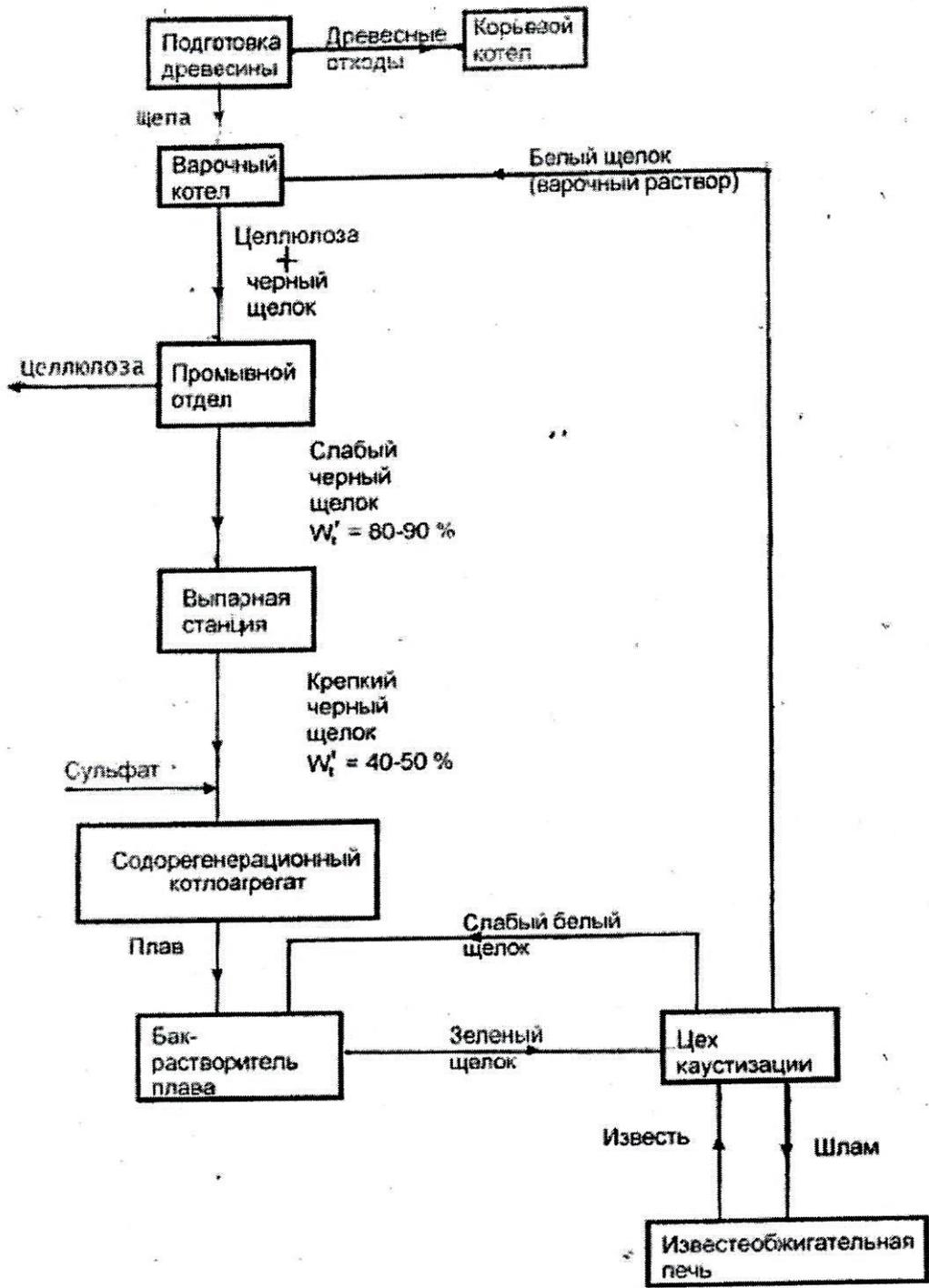


Рис. 18.1. Принципиальная технологическая схема производства сульфатной целлюлозы

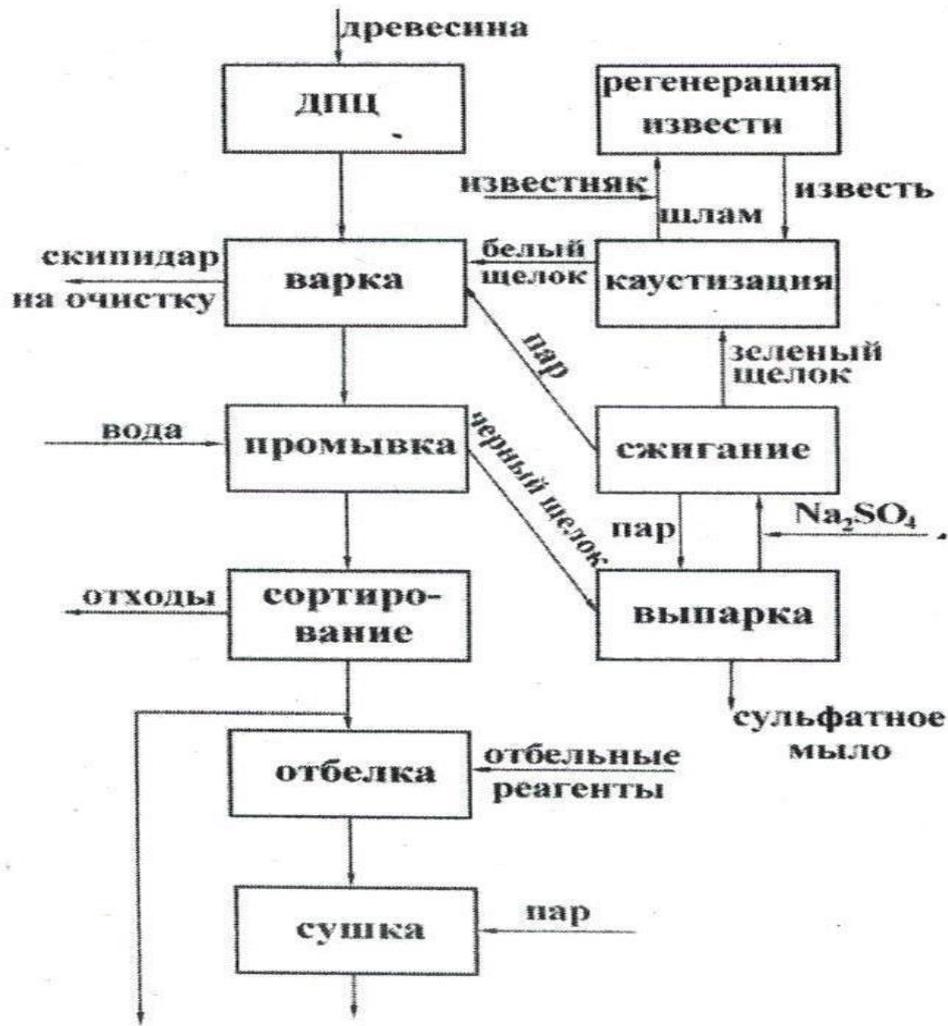


Рис. 18.2. Блок-схема сульфатного производства целлюлозы

Производственный белый щелок характеризуется следующими эквивалентными характеристиками:

$$\text{Степень сульфидности} \quad \frac{\text{Na}_2\text{S}}{\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{S}} = 0,25-0,33;$$

$$\text{Степень каустизации} \quad \frac{\text{NaOH}}{\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{CO}_3} = 0,82-0,86;$$

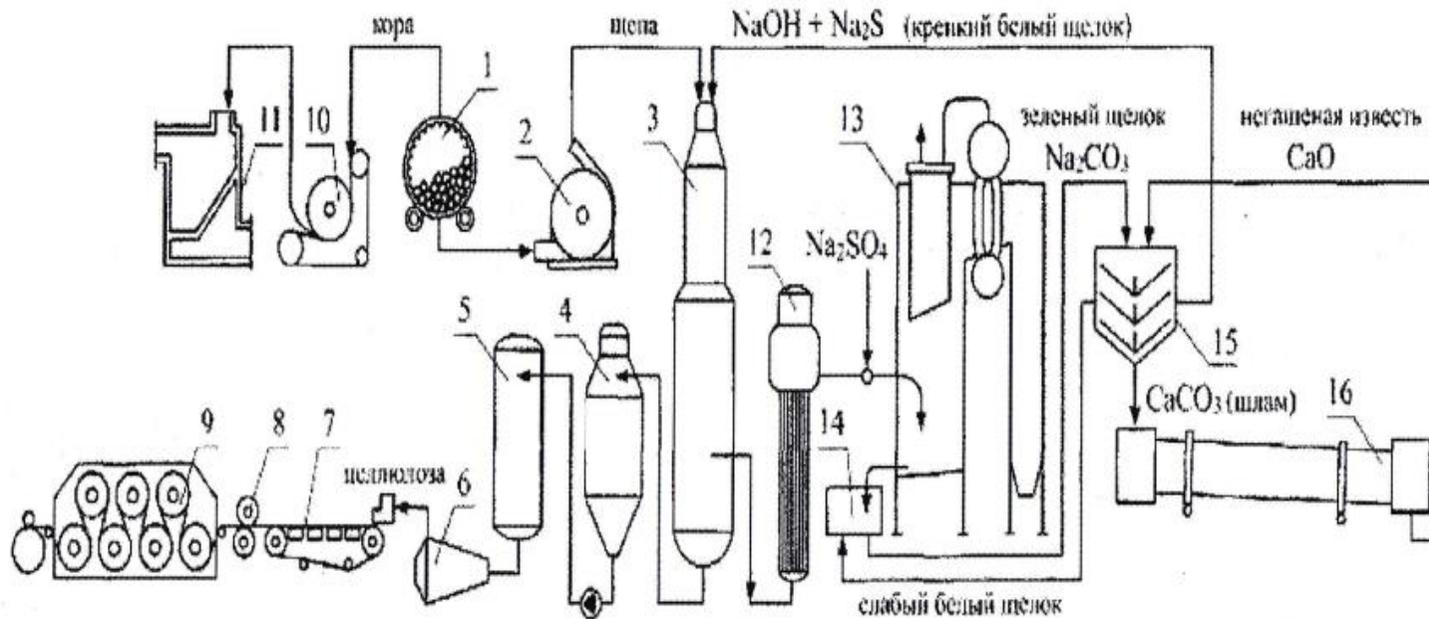


Рис. 18.3. Аппаратно-технологическая схема производства сульфатной целлюлозы:

1 – корообдирочный барабан; 2 – рубительная машина; 3 – варочный котел; 4 – выдувной резервуар; 5 – отбелка целлюлозы; 6 – сортировка; 7 – сеточная часть бумагоделательной машины; 8 – прессовая часть машины; 9 – сушильная часть машины; 10 – цепной короотжимной пресс; 11 – топочная камера парового котла для сжигания коры; 12 – выпарная установка; 13 – содорегенерационный котельный агрегат; 14 – бак-растворитель плава; 15 – цех каустизации; 16 – печь для обжига извести

$$\text{Степень восстановления } \frac{\text{Na}_2\text{S}}{\text{Na}_2\text{S} + \text{Na}_2\text{SO}_4} = 0,90-0,95;$$

$$\text{Степень активности } \frac{\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{S}}{\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{S} + \text{Na}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{SO}_4} = 0,80-0,82.$$

*Гидромодуль* – отношение жидкости в варочном котле к массе абсолютно сухой щепы.

*Варочный щелок* представляет собой смесь белого щелока, воды, содержащейся в щепе, и отработанного черного щелока, добавляемого для гидромодуля при периодической варке 4:1, а при непрерывной варке – 2,5:1.

Объемная доля черного щелока в общем объеме жидкости, заливаемой в котел, может составлять от 20 до 50 %. Концентрация активной щелочи в начале варки составляет 40–60 г/л в единицах  $\text{Na}_2\text{O}$ , что соответствует  $\text{pH} = 13-14$ .

## **18.2. Регенерация химикатов при сульфатном производстве целлюлозы**

Схемы регенерации химикатов составляют существенную часть технологического производства сульфатной целлюлозы. Основной целью регенерации химикатов является возвращение реагентов, израсходованных на варку, что определяет эффективность сульфатного способа и его экологическую чистоту.

На рис. 18.4 представлена схема регенерации химикатов при производстве СФА целлюлозы.

При производстве СФА целлюлозы на 1 т образуется от 7 до 12 м<sup>3</sup> черного щелока. Черный щелок отделяется от целлюлозы при

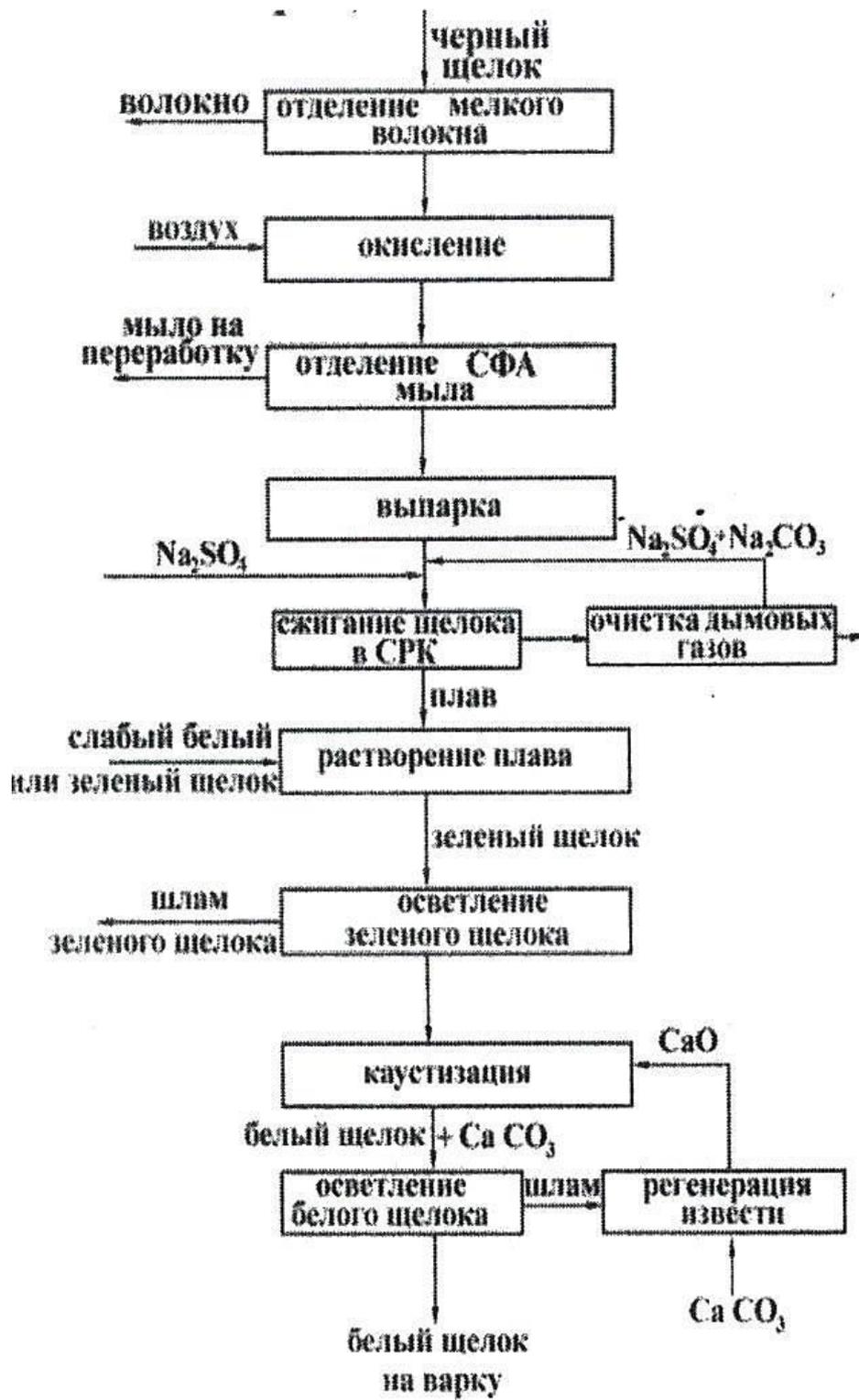


Рис. 18.4. Схема регенерации химикатов

промывке в виде водного раствора с концентрацией сухих веществ при производстве сульфатной целлюлозы 14–18 % в зависимости от выхода целлюлозы и эффективности промывки. Этот слабый щелок содержит довольно много воды, что не позволяет использовать его непосредственно в качестве топлива в содорегенерационном котле. Поэтому основной задачей в области выпаривания щелоков является максимально возможное увеличение концентрации сухих веществ в щелоке перед его подачей на сжигание в содорегенерационный котельный агрегат (СРК). Эта концентрация обычно составляет 65–80 %. Черный щелок — это высокосольное органическое топливо. Состав черного щелока можно разделить: на органическую часть, куда входят органические кислоты, продукты разрушения углеводов, щелочной лигнин и натриевые соли смоляных и жирных кислот, и минеральную часть, куда входят соли Na.

Примерное соотношение органических и минеральных веществ в сухом остатке следующее:

- органические вещества — 60–70 %;
- минеральные вещества — 30–40 %.

К основным физическим свойствам черного щелока относятся: плотность, вязкость, температура кипения, поверхностное натяжение, теплоемкость.

При упаривании черного щелока до более высокой концентрации сухих веществ встречаются затруднения: образование осадков и накипи; парообразование; коррозия оборудования. Кроме того, черный щелок содержит от 60 до 100 мг/л мелкого волокна, которое может стать причиной образования осадка на греющих трубах выпарных аппаратов.

На рис. 18.5 приведена технологическая схема потока химикатов при сульфатном способе производства.

Основными стадиями процесса регенерации щелока являются:

1. Подготовка щелока к выпариванию.
2. Выпаривание черного щелока.
3. Сжигание черного щелока в СРК, растворение плава и получение зеленого щелока.
4. Проведение каустизации зеленого щелока с целью получения крепкого зеленого щелока.
5. Регенерация извести в печи для обжига извести.

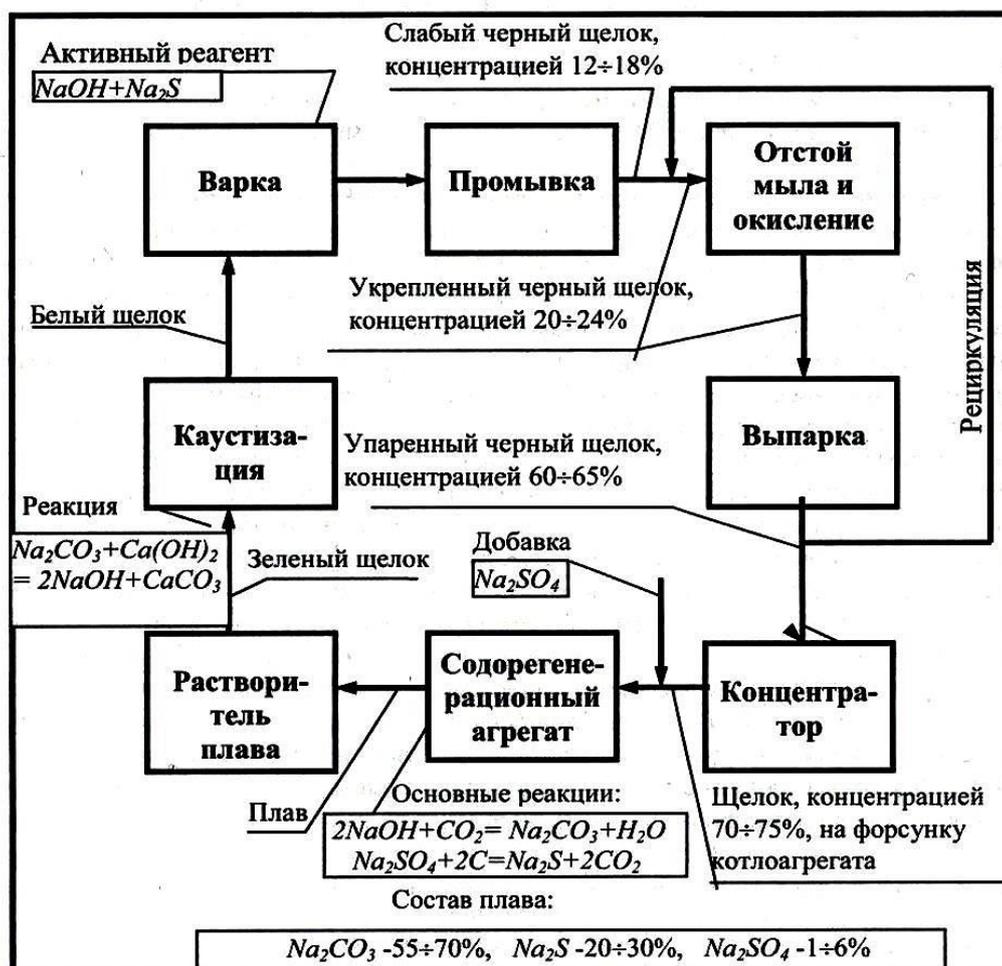


Рис. 18.5. Технологическая схема потоков химикатов при сульфатном способе производства

В комплекс операций по подготовке черного щелока к выпариванию входят:

- отделение мелкого волокна;
- сьем сырого сульфатного мыла;
- окисление щелока.

### **18.3. Тепловой баланс целлюлозно-бумажного предприятия**

Для определения тепловых нагрузок, расхода теплоты на единицу вырабатываемой продукции, выявления непроизводственных расходов и источников вторичных энергетических ресурсов на основании изучения графиков теплотребления составлен тепловой баланс Сыктывкарского лесопромышленного комплекса (СЛПК).

Принципиальная тепловая схема лесопромышленного комплекса представлена на рис. 18.6. Результаты составления теплового баланса СЛПК и отдельных цехов показаны на рис. 18.7 и 18.8.

На схемах приняты следующие обозначения:

ВЦ – варочный цех; ЦБР – цех белильных растворов; ГДП – гидролизно-дрожжевое производство; ОЖП – отопление жилого поселка; КДМ – картоноделательная машина; ПЭУ – пароэжекторная установка; БДМ – бумагоделательная машина; К-7 – картоноделательная машина для изготовления целлюлозы; ОЦ – отбельный цех; ДПЦ – древесно-подготовительный цех; РОЦ – распиловочно-окорочный цех; ПЦ – промывной цех; ДМЗ – древесно-масный завод; РМЗ – ремонтно-механический завод; БОСВ – биологическая очистка сточных вод; ОЛПК – отопление цехов лесопромышленного комплекса; РОУ – редуционно-охладительная установка; СРК – содорегенерационный

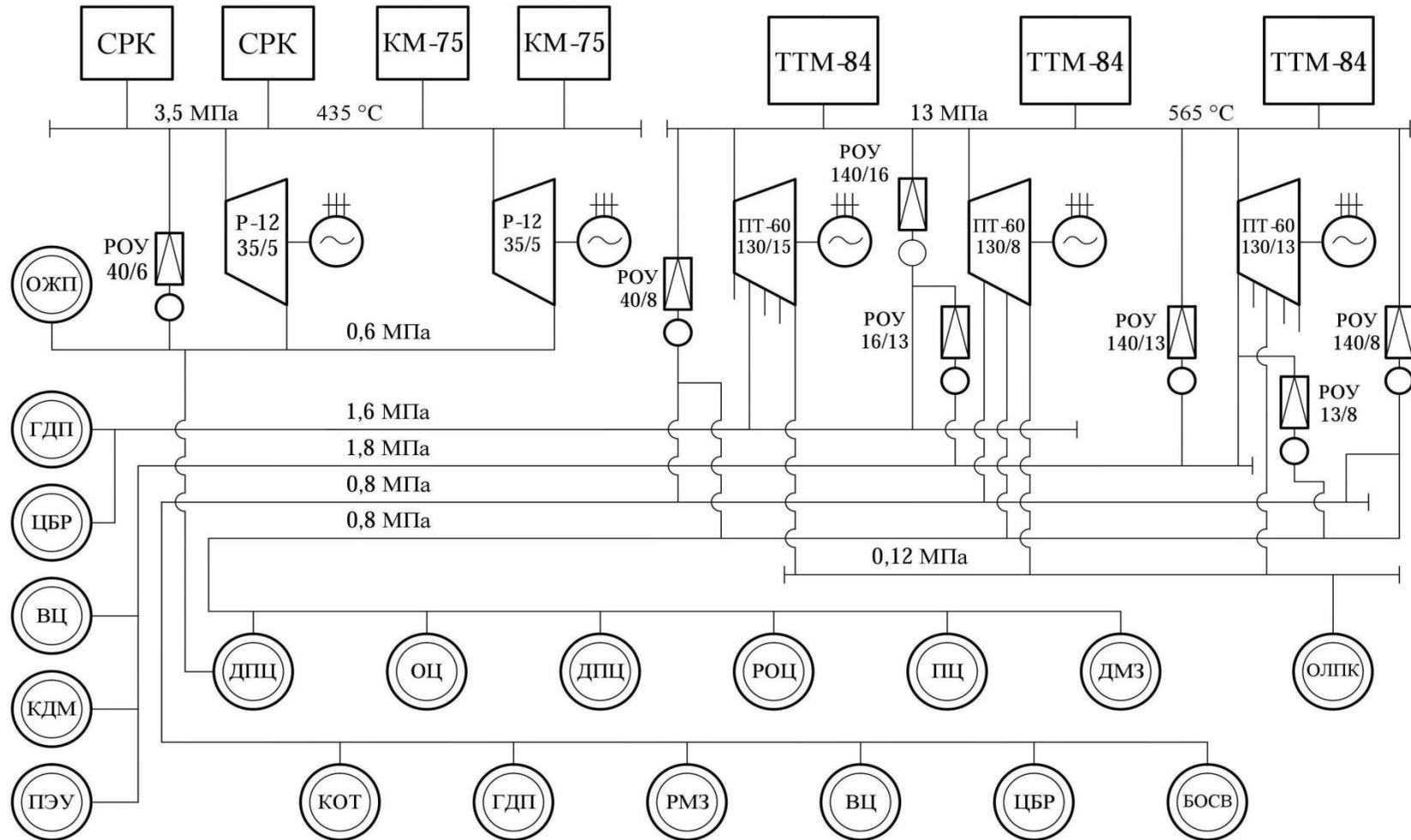


Рис. 18.6. Тепловая схема Сыктывкарского лесопромышленного комплекса

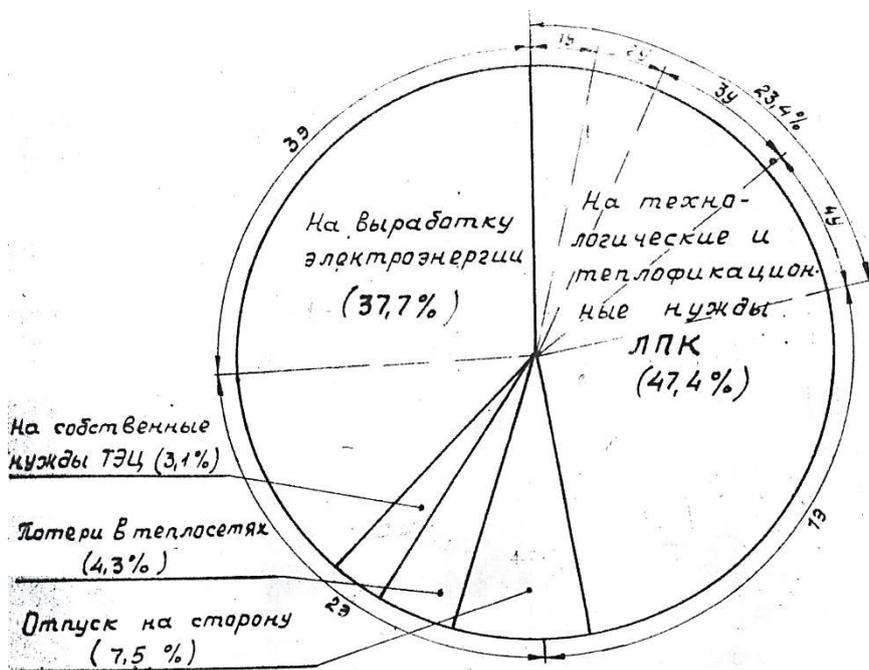


Рис.18.7. Баланс выработки и потребления тепловой энергии на Сыктывкарском лесопромышленном комплексе (СЛПК)

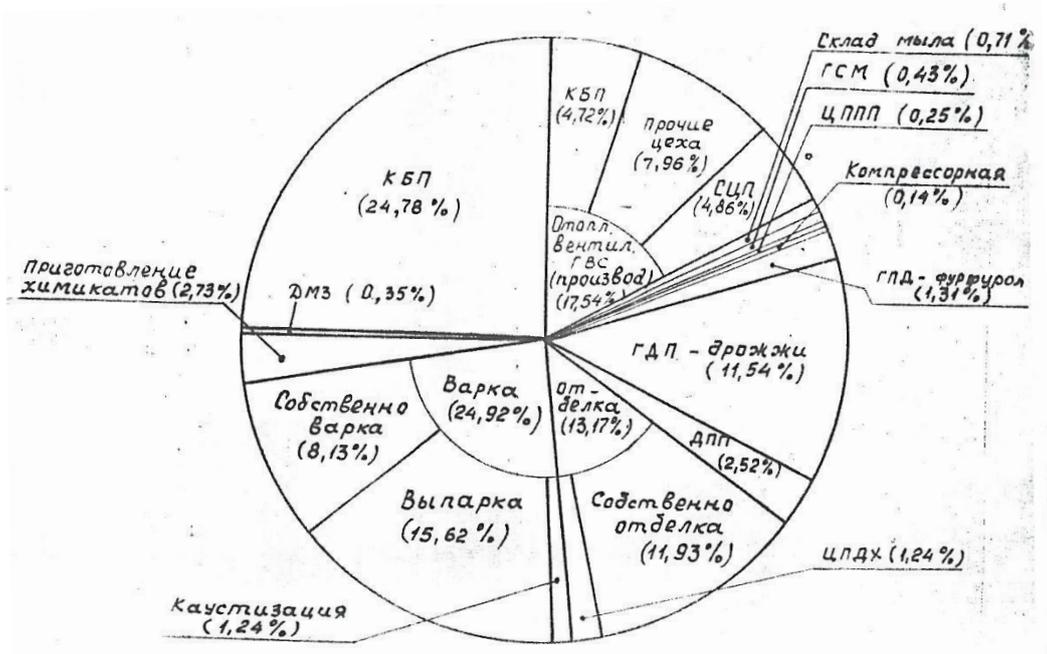


Рис. 18.8. Потребление тепловой энергии цехами Сыктывкарского ЛПК

котельный агрегат; КМ-75 – котельный агрегат для сжигания коры производительностью по пару 75 т/ч; ТГМ-84 – энергетический котел производительностью по пару 420 т/ч; Р-12-35/5 – противодавленческая турбина мощностью 12 МВт; ПТ-60-130/15 – паровая турбина мощностью 60 МВт с производственным и теплофикационным отборами.

ТЭЦ СЛПК состоит из двух частей: энергетической и утилизационной. Энергетическая часть работает при высоких параметрах пара (14 МПа и 570 °С). В состав энергетической части входят три котла ТГМ-84 производительностью по пару 420 т/ч каждый и три паровые турбины ПТ-60-130 с производственным и теплофикационным отборами пара. Производственные отборы служат для обеспечения технологических цехов паром различного давления, а теплофикационные отборы предназначены для целей отопления производственных цехов комплекса.

Утилизационная часть станции включает в себя два содо-регенерационных котла СРК-700 производительностью по 102 т/ч каждый и два корьевых котла КМ-75, а также имеются две противодавленческие турбины Р-12-35/5, пар из которых отводится на отопление жилого поселка.

Теплота, вырабатываемая на ТЭЦ [64] в количестве  $5,2 \cdot 10^6$  Гкал/год, используется: на выработку электроэнергии (37,7 %); технологические и теплофикационные нужды ЛПК (47,4 %); отпуск сторонним потребителям и теплоснабжение жилищного массива (7,5 %); собственные нужды станции (3,1 %) и тепловые потери в сетях (4,3 %). Для выработки тепловой энергии на энергетических котлах

применяется топливо, %: натуральное – 75,2; из них природный газ – 38,3; мазут – 36,9; черный щелок – 20,9; древесные отходы – 4,0.

Из общего потребления теплоты в количестве  $2,47 \cdot 10^6$  Гкал/год наиболее энергоемкими являются: картонно-бумажное производство (24,78 %); варочный цех и выпарной цех (25 %); отбельный цех (13,17 %) и гидролизно-дрожжевое производство (11,54 %). Остальная теплота расходуется: на приготовление химикатов (2,73 %); на каустизацию раствора (1,24 %); отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение производства (17,54 %) и др.

Наиболее энергоемкими в картонно-бумажном производстве являются бумаго- и картоноделательные машины, пресспат К-07; в варочном цехе – котлы непрерывной варки целлюлозы типа «Камюр»; в выпарном цехе – выпарные аппараты; в отбельном цехе – паровые смесители и теплообменные аппараты.

Технологические процессы производства обеспечиваются паром различных параметров. Количество теплоты, подаваемой в цеха с паром давлением 1,6 МПа, составляет 18 %; 1,3 МПа – 11,8 %; 0,8 МПа – 46,2 %; 0,6 МПа – 24 %.

Сравнение фактических и расчетных расходов теплоты позволило выявить непроизводственные расходы. Наибольший перерасход отмечается в картонно-бумажном производстве (68,72 ГДж/ч) наименьший в отбельном цеху (15,92 ГДж/ч). Превышение фактических расходов теплоты над расчетными для варочного и выпарного цехов, а также гидролизно-дрожжевого производства соответственно оказалось равным 35,3; 32,3; 48,2 ГДж/ч.

В целях снижения расходов теплоты целесообразно: в картонно-бумажном производстве модернизировать пароконденсатные системы [1, 2] сушильных установок бумаго- и картоноделательных машин и обеспечить регенерацию теплоты в теплорекуперационных агрегатах. В варочном цехе следует заменить теплообменники жесткой конструкции на теплообменники с плавающей головкой и усовершенствовать схему отвода конденсата от теплообменников. В выпарном цеху – модернизировать схему выпарки и усовершенствовать конструкцию выпарных аппаратов.

## **Глава 19. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ВАРКИ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ**

### **19.1. Схема установки непрерывного действия типа «Камюр»**

В настоящее время преимущественное применение для варки целлюлозы находят установки непрерывного действия, основным аппаратом которых является вертикальный варочный котел наружным диаметром до 5 м и высотой около 35 м. Процесс сульфатной варки осуществляется под давлением 1,2–1,5 МПа.

На рис. 19.1 приведена технологическая схема варки целлюлозы, в соответствии с которой в отдельных зонах варочного котла поддерживаются различные тепловые режимы. В верхней части пропитки щепы температура щелока поддерживается в пределах 110–120 °С, а в зоне заварки – постепенно повышается до максимального уровня 170–180 °С. Данная температура поддерживается постоянной во всей зоне варки.

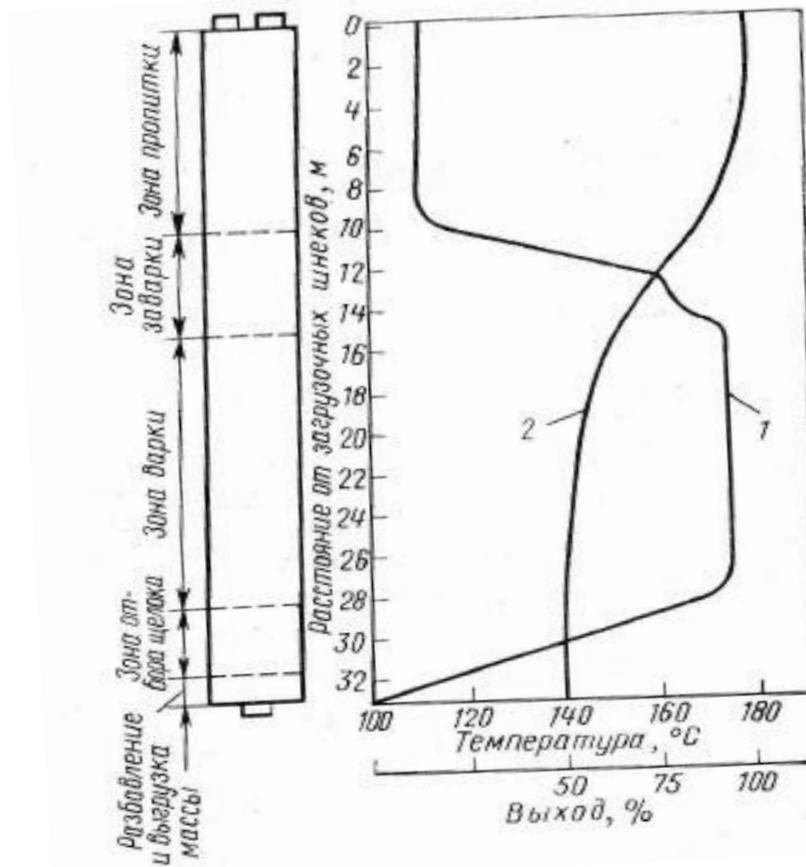


Рис. 19.1. Кривые изменения температуры (1) и выхода целлюлозы (2) по высоте варочного котла

В нижней части котла целлюлозная масса подвергается промывке и охлаждению черным щелоком с температурой 110–120 °С. Основным теплоносителем в процессе варки целлюлозы является непрерывно циркулирующий в котле щелок, который нагревается паром в выносных подогревателях. Перед подачей в варочный котел щепы подвергается нагреву и пропарке в отдельной пропарочной камере вторичным паром, получаемым при испарении отработанного щелока в циклонных расширителях.

На рис. 19.2 приведена схема установки непрерывного действия для варки сульфатной целлюлозы на Сыктывкарском лесопромышленном комплексе (СЛПК).

Щепа, подаваемая транспортером *1* из древесно-подготовительного цеха или со склада, поступает в бункер *2*, снабженный вибраторами и питательными воронками *3*. Из бункерных воронок щепа попадает в дозаторы *4* и далее при помощи питателей низкого давления роторного типа *5* подается в пропарочную камеру *6*, в которой осуществляется ее пропарка вторичным паром под давлением 0,15–0,3 МПа. В процессе пропарки из щепы выделяются в небольшом количестве летучие вещества, содержащие главным образом пары скипидара, которые отводятся вместе с пролетным паром в конденсатор *16*. Пройдя пропарочную камеру, щепа поступает в питательную трубу *7*, в которой смешивается с питательным щелоком. Избыток щелока, циркулирующего в питательной трубе, отводится через сито в уравнильный резервуар *8*, а щепа со щелоком подается в питатели высокого давления *9*, назначением которых является подача щепы в варочный котел, находящийся под рабочим давлением 1,2–1,4 МПа. Современные установки непрерывной варки, как правило, оборудуются двумя питателями. Производительность каждого из них составляет 70–80 % от номинальной производительности варочного котла. После механических питателей щепа попадает в гидравлический питательный контур, в котором осуществляется непрерывная циркуляция щелока при помощи насоса *10*. Увлекаемая потоком щелока щепа поступает в загрузочное устройство *14*, из которого подается непосредственно в варочный котел *13*.

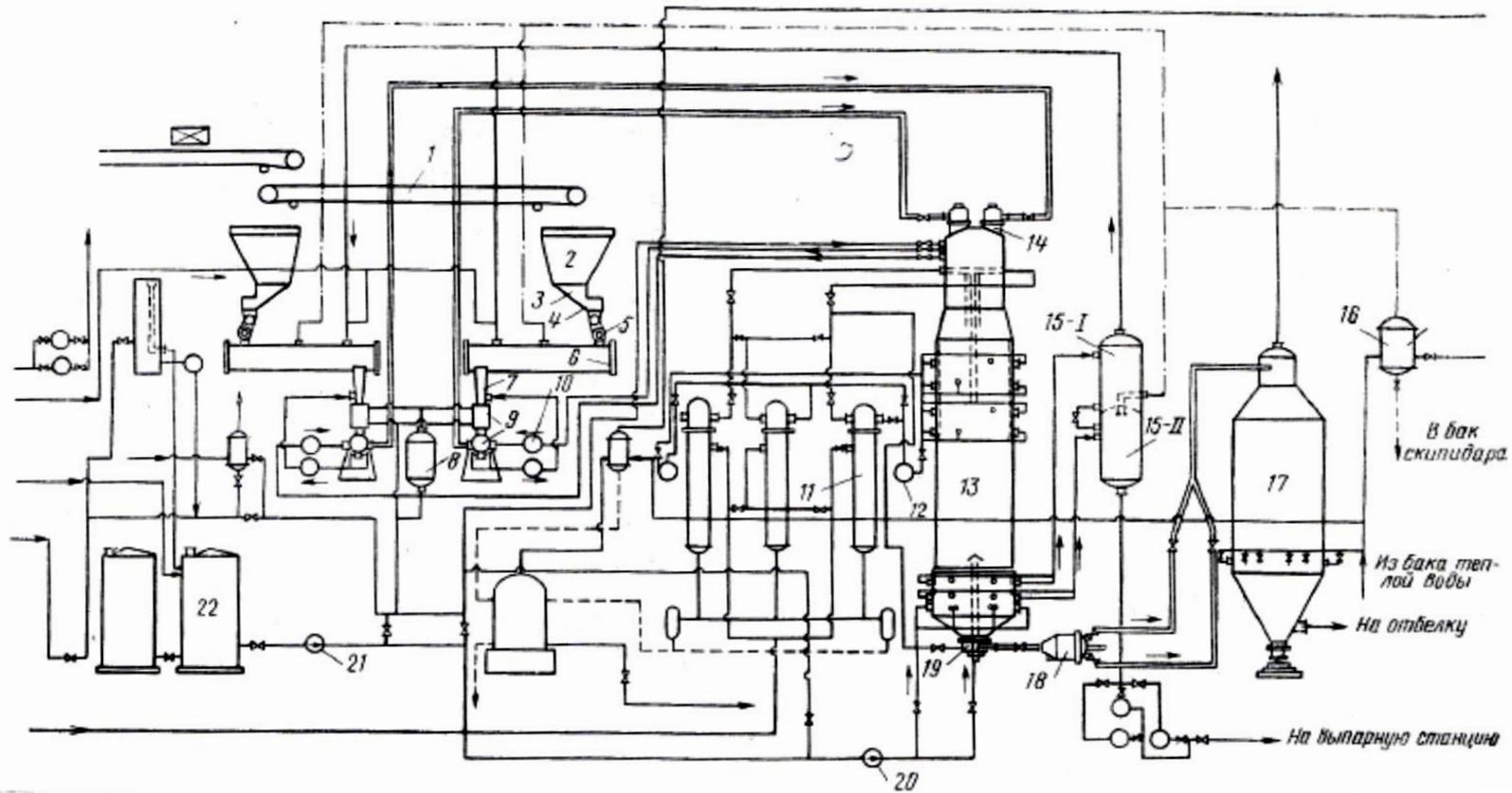


Рис. 19.2. Технологическая схема непрерывной варки сульфатной целлюлозы

Возврат щелока из загрузочного аппарата к циркуляционному насосу производится через специальные сита, установленные на боковых стенках котла. Продвижение щепы в варочном котле происходит под действием силы тяжести, по мере выгрузки массы из нижней части.

Варочный котел полностью заполнен щелоком и находится под избыточным давлением, предотвращающим вскипание щелока при его удалении. Избыточное давление в варочном котле поддерживается насосами высокого давления. Питательный насос *21* подает белый щелок из бака *22* в верхнюю часть котла, а насос *20* нагнетает охлаждающий щелок в нижнюю зону. Заданное давление в варочном котле поддерживается при помощи автоматических регуляторов, изменяющих подачу щелока питательными насосами.

В целях поддержания заданного температурного режима, а также повышения равномерности и интенсивности теплообменных процессов в основной реакционной зоне котла насосами *12* осуществляется циркуляция щелока по замкнутым контурам, в которые включены паровые подогреватели *11*.

Предварительно охлажденная целлюлозная масса выгружается из нижней части котла через специальное выгрузочное устройство и шаровой клапан *19*, расположенный на выдувном трубопроводе, по которому масса попадает в сеточный концентратор *18* и далее в выдувной резервуар *17*. Отработанный щелок отводится в две ступени. Из верхних сит щелок с температурой  $160\text{ }^{\circ}\text{C}$  выдувается в расширительный циклон *15-I* первой ступени, находящейся под давлением примерно  $0,35\text{ МПа}$ , а из нижних сит с температурой

130 °С – в расширитель второй ступени *15-II*, давление в котором поддерживается в пределах 0,15–0,2 МПа. Образующийся в расширителе первой ступени вторичный пар используется в пропарочной камере, а охлажденный щелок перепускается в расширительный циклон второй ступени. Охлаждающий щелок выдувается из котла через нижние сита непосредственно в расширитель второй ступени, откуда вместе со щелоком, поступившим из верхнего расширителя, подается на выпарную станцию.

### 19.2. Тепло- и массообмен в процессах варки целлюлозы

В пропарочной камере щепы подвергается термовлажностной обработке насыщенным паром. Вследствие возникающего на поверхности щепы перепада температур пар конденсируется. При этом поверхностные слои щепы не только нагреваются, но и увлажняются. Возникающие по толщине щепы градиенты температуры и влагосодержания обуславливают продвижение теплоты и влаги внутрь материала. Несмотря на кажущуюся простоту физической сущности процесса пропарки, его аналитическое описание оказывается довольно сложным. Система уравнений тепло- и массообмена в процессе пропаривания может быть представлена в следующем виде:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + i_B;$$

$$j_m = -\rho_c k \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \delta \frac{\partial t}{\partial x} \right),$$

где  $q$ ,  $j_m$  – плотности потока теплоты и влаги в направлении к центру материала;  $\lambda$ ,  $k$  – коэффициенты тепло- и влагопроводности;

$i_{\text{в}}$  – удельная энтальпия воды при температуре кипения;  $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial t}{\partial x}$  –

градиенты влагосодержания и температуры по толщине материала;

$\delta$  – коэффициент термовлагопроводности;  $x$  – расстояние до рассматриваемого сечения от плоскости симметрии материала.

Граничные условия на поверхности материала определяются уравнениями теплообмена и влагообмена:

$$q_{\text{п}} = \alpha_{\text{к}} (t_{\text{н.п}} - t_{\text{п.м}});$$

$$j_{\text{мп}} = \frac{3,6 q_{\text{п}}}{r},$$

где  $q_{\text{п}}$ ,  $j_{\text{мп}}$  – плотности потока теплоты и влаги от конденсирующегося пара к поверхности материала;  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплообмена при конденсации пара;  $t_{\text{н.п}}, t_{\text{п.м}}$  – температуры насыщенного пара и поверхности материала;  $r$  – удельная теплота парообразования.

Из анализа уравнений следует, что решение тепло - и массообмена осложнено главным образом зависимостью коэффициента теплопроводности  $k$  и термовлагопроводностью  $\delta$  от температуры и влажности материала. Численное решение системы уравнений применительно к процессам пропаривания материала приведено в работах [1, 2].

На рис. 19.3 приведены результаты расчета динамики температурного поля образца щепы толщиной 10 мм. При коэффициенте температуропроводности влажной щепы  $a = 0,001 \text{ м}^2/\text{ч}$  и толщине расчетного слоя  $\Delta x = 1 \text{ мм}$  расчетный перепад времени

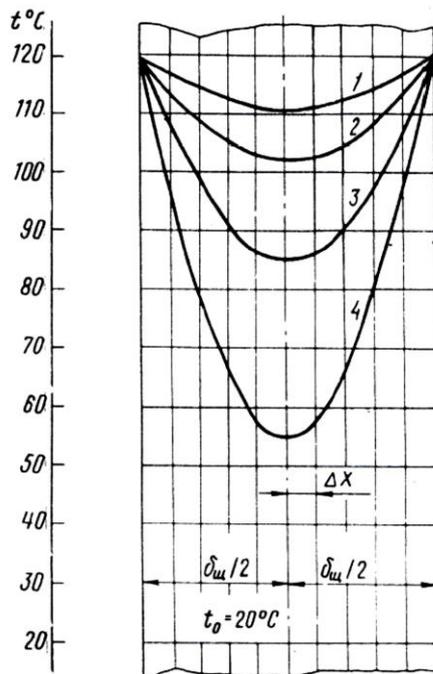


Рис. 19.3. Изменение температуры по толщине щепы

в процессе пропарки  $\tau_{\text{пр}}$ , мин: 1 – 2,0; 2 – 1,5; 3 – 1,0; 4 – 0,5

$\delta \tau = 1/32$  мин. Начальная температура щепы принята равной  $20^\circ\text{C}$ , а температура наружной поверхности в период пропарки  $t_{\text{нар}} = 120^\circ\text{C}$ .

Результаты расчета показывают, что в начальный период  $\tau = 1,5$  мин прогрев центральных слоев происходит довольно быстро, а затем замедляется. В конце второй минуты пропаривания при температуре насыщенного пара  $t_{\text{н.п}} = 120^\circ\text{C}$  температура в центре щепы достигает  $110^\circ\text{C}$ . Интенсивность прогрева щепы в период ее пропарки обратно пропорциональна квадрату полутолщины ( $\delta_{\text{щ}}/2$ ) щепы.

В процессе пропитки щепы в верхней части варочного котла происходит диффузия жидкого щелока внутрь влажного материала, а

также проникновение растворенных химикатов за счет градиента концентрации. Плотность потока жидкого раствора внутрь материала определяется уравнением влагопроводности

$$j_m = - \rho_c k \frac{\partial u}{\partial x},$$

а диффузия растворенных веществ – уравнением диффузии

$$j_p = - D \frac{\partial C}{\partial n},$$

где  $D$  – коэффициент диффузии;  $\partial C / \partial n$  – градиент концентрации растворенного вещества.

Численные расчеты по приведенным уравнениям в настоящее время произвести невозможно из-за отсутствия опытных данных по значениям коэффициентов  $k$  и  $D$ .

### 19.3. Материальный и тепловой балансы

При составлении материального и теплового балансов процесса варки целесообразно принять в качестве основной расчетной величины 1 т абсолютно сухой древесины, поступающей в котел. Удельный расход абсолютно сухой древесины, поступающей в пропарочную камеру,

$$m_{с.д} = 1 + a_{л},$$

где  $a_{л}$  – доля выделяемых при пропарке древесины летучих веществ, отнесенная к 1 кг абсолютно сухой древесины, загружаемой в котел,

$a_{л} = 0,003$  (принимается).

Начальное влагосодержание древесной щепы, кг/кг, равно

$$u_0 = \frac{\omega_0}{100 - \omega_0},$$

где  $\omega_0$  – начальная относительная влажность щепы.

Количество влаги, поступающей с древесиной в пропарочную камеру,

$$m_{в.д} = m_{с.д} u_0.$$

Количество влаги, поступающей с древесиной в пропарочную камеру,  $m_{в} = u_0$ . Удельный расход конденсирующегося в пропарочной камере пара определяется по формуле

$$d_{к.п} = \frac{m_{с.д} (c_{с.д} - c_{в} u_0) (t_2 - t_1)}{(i_{п} - i_{к}) \varphi_{п.к}},$$

где  $c_{с.д}, c_{в}$  – удельная теплоемкость абсолютно сухой древесины и воды, кДж/(кг · °С);  $t_2, t_1$  – температура щепы в начале и в конце пропарки, °С;  $i_{п}, i_{к}$  – соответственно энтальпии пара и образующегося конденсата, кДж/кг;  $\varphi_{п.к}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты от пропарочной камеры в окружающую среду.

Расход пара с учетом доли пролета  $k_{п}$  с летучими веществами в терпентинный конденсатор

$$d_{п} = d_{к.п} (1 + k_{п}).$$

Влагосодержание щепы на выходе из пропарочной камеры

$$u_1 = m_{в.д} + d_{к.п}.$$

Сухие вещества, поступающие с белым щелоком,

$$m_{с.б} = \frac{b_{а.щ} \chi}{k_{щ}},$$

где  $b_{а.щ}$  – удельный расход активной щелочи, т/т;  $k_{щ}$  – коэффициент активности щелочи;  $\chi$  – коэффициент молекулярного пересчета щелочи в собственные единицы.

Объем поступающего белого щелока

$$v_{\text{щ}} = \frac{1000 m_{\text{с.б}}}{c_{\text{с.в}}},$$

где  $c_{\text{с.в}}$  – концентрация сухих веществ в белом щелоке.

Масса воды, поступающей с белым щелоком,

$$m_{\text{в.б}} = \rho_{\text{в}} v_{\text{щ}},$$

где  $\rho_{\text{в}}$  – плотность воды.

Количество воды, поступающей с древесиной и белым щелоком,

$$m_{\text{в}} = u_1 + m_{\text{в.б}}.$$

Дополнительное количество жидкости, поступающей с черным щелоком,

$$m_{\text{в.ч}} = u_{\text{н}} - m_{\text{в}},$$

где  $u_{\text{н}}$  – нормативный расход воды по условиям технологического процесса варки.

К концу варки в щелоке содержатся химические реагенты и растворимые вещества древесины в количестве:

$$m_{\text{с.щ}} = (1 - \varphi_{\text{ц}}) + m_{\text{с.б}} + m_{\text{с.ч}},$$

где  $\varphi_{\text{ц}}$  – выход целлюлозы, т/т;  $m_{\text{с.ч}}$  – количество сухих веществ, поступающих с черным щелоком.

Влагосодержание щелока в конце варки определяется по формуле

$$u_{\text{щ}} = \frac{m_{\text{в}} + m_{\text{в.ч}}}{m_{\text{с.щ}}}.$$

При полноте удаления щелока в выдувные резервуары  $\eta_{\text{в}}$  количество щелока, удаляемого на регенерацию, составит:

сухих веществ

$$m_{\text{с.р}} = m_{\text{с.щ}} \eta_{\text{в}};$$

ВОДЫ

$$m_{в.р} = m_{с.р} u_{щ}.$$

Расход теплоты на нагрев белого щелока в варочном котле, МДж/т, определяется по уравнению

$$q_{б.щ} = (c_{с.щ} m_{с.б} + c_{в} m_{в}) (t_{в} - t_0),$$

где  $c_{с.щ}$  – теплоемкость сухого щелока, кДж/(кг · °С);  $t_0, t_{в}$  – начальная температура белого щелока и температура варки, °С.

Расход теплоты на нагрев сухой массы древесины и содержащейся в ней при загрузке влаги, МДж/т, определяется по уравнению

$$q_{н} = (c_{с.д} + c_{в} u_1) (t_{в} - t_1),$$

где  $t_1$  – температура влажной древесины при загрузке в котел, °С.

Удельная потеря теплоты в окружающую среду определяется по формуле

$$q_{о.с} = \frac{3,6 \text{ Н К } (\bar{t}_{в} - t_{о.с})}{G_{с.д}},$$

где  $\text{Н}$  – наружная поверхность варочного котла,  $\text{м}^2$ ;  $\text{К}$  – коэффициент теплопередачи через стенку котла,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ ;  $\bar{t}_{в}$  – средняя температура массы в варочном котле, °С;  $t_{о.с}$  – температура окружающей среды, °С;  $G_{с.д}$  – производительность котла по абсолютно сухой древесине, загружаемой в котел, т/ч.

Коэффициент  $\varphi_{щ}$ , учитывающий тепловые потери в варочном котле,

$$\varphi_{щ} = \frac{q_{о.с}}{q_{н} + q_{о.с}}.$$

#### **19.4. Решение проблемы по возврату конденсата от варочного цеха на ТЭЦ**

Опыт эксплуатации варочного цеха на Сыктывкарском ЛПК и на других бумажных комбинатах свидетельствует, что от этого цеха, как правило, отсутствует возврат конденсата на ТЭЦ. Расчеты показывают, что это приводит к большим потерям финансовых средств и восполнению потерь конденсата.

В варочном цехе Сыктывкарского ЛПК работают две установки непрерывной варки целлюлозы типа «Камюр». Каждая установка включает три подогревателя черного щелока, который подается в варочный котел для осуществления процесса варки целлюлозы (см. рис. 19.2). Теплообменные аппараты, используемые для подогрева черного щелока с 160 до 180 °С, выполнены жесткой конструкции, которая выдерживает максимальное давление пара до 1,0 МПа. Однако в действительности поступающий на подогреватели пар для нагрева щелока до заданной температуры имеет избыточное давление 1,4 МПа.

В соответствии с термодинамическими таблицами [14, 25] абсолютному давлению 1,5 МПа соответствует температура насыщенного пара, равная 198,3 °С. При такой высокой температуре пара расчетная температура стенки трубы достигает 164,15 °С, в результате чего трубки теплообменника будут расширяться и удлиняться. Крепление трубок в трубных досках в аппаратах жесткой конструкции, как правило, осуществляется развальцовкой. При этих условиях развальцовка и герметичность соединений нарушаются и в трубках образуются свободные щели (трещины, пазы). Через эти щели

из камер, в которых движется черный щелок под давлением 2,0–3,0 МПа, нагреваемая среда (черный щелок) поступает в паровое пространство подогревателя. Пар конденсируется в межтрубном пространстве, а черный щелок при этом загрязняет конденсат. Вследствие этого конденсат не возвращается в котельные ТЭЦ и сливается в канализацию.

В результате теряется большое количество тепловой энергии и чистого конденсата, который необходимо постоянно восполнять на ТЭЦ умягченной химически очищенной водой.

Чтобы исключить эти потери рекомендуется заменить подогреватели черного щелока жесткой конструкции на теплообменные аппараты нежесткой конструкции, выдерживающие давление пара до 2,5 МПа. К таким подогревателям относятся теплообменные аппараты с плавающей головкой (см. рис. 17.3) которые изготавливаются заводом химического машиностроения (г. Черновцы). При этом трубки должны быть изготовлены из нержавеющей стали, так как черный щелок является весьма агрессивным теплоносителем.

Помимо этого, рекомендуется также использовать пары вторичного вскипания конденсата с помощью сепаратора по предлагаемой схеме (рис. 19.4). Целесообразно направить пары вторичного вскипания в пропарочную камеру, чтобы заменить острый пар. Выполнив эти рекомендации, получим полный возврат конденсата на ТЭЦ. Кроме того, сократим расход острого пара на пропарочную камеру.

Произведем численный расчет теплоты, теряемой в варочном цеху с конденсатом, который сливается в канализацию.

Итак, для выполнения теплового расчета, известны следующие исходные данные: две варочные установки непрерывного действия типа «Камюр»; шесть подогревателей черного щелока жесткой конструкции; подогрев черного щелока производится с температуры 160 до 180 °С; на подогреватели подается сухой насыщенный пар из отбора турбины абсолютного давления 1,5 МПа.

Определим расход пара на подогрев щелока в нижнем и верхнем циркуляционных контурах варочного котла.

При производительности варочного котла по абсолютной древесине  $G_{с.д} = 40$  т/ч и абсолютном давлении греющего пара  $P_{п} = 12$  МПа ( $t_{н.п} = 188$  °С) поверхность теплообменника верхнего циркуляционного контура составит  $H_1 = 195$  м<sup>2</sup> [7], а нижней зоны –  $H_2 = 140$  м<sup>2</sup>. Соответственно, расходы теплоты на каждый контур составят:

на верхний циркуляционный контур

$$Q_1 = \frac{G_{с.д} q'_в}{3,6} = \frac{40 \cdot 576}{3,6} = 6413,55 \text{ кВт},$$

где  $q'_в = 576$  МДж/т – расход теплоты в верхней варочной зоне, отнесенной к 1 т абсолютно сухой древесины, загружаемой в котел;

на нижний циркуляционный контур

$$Q_2 = \frac{G_{с.д} q''_в}{3,6} = \frac{40 \cdot 191,5}{3,6} = 2127,78 \text{ кВт},$$

где  $q''_в = 191,5$  МДж/т – расход теплоты в нижней варочной зоне, отнесенной к 1 т абсолютно сухой древесины, загружаемой в котел.

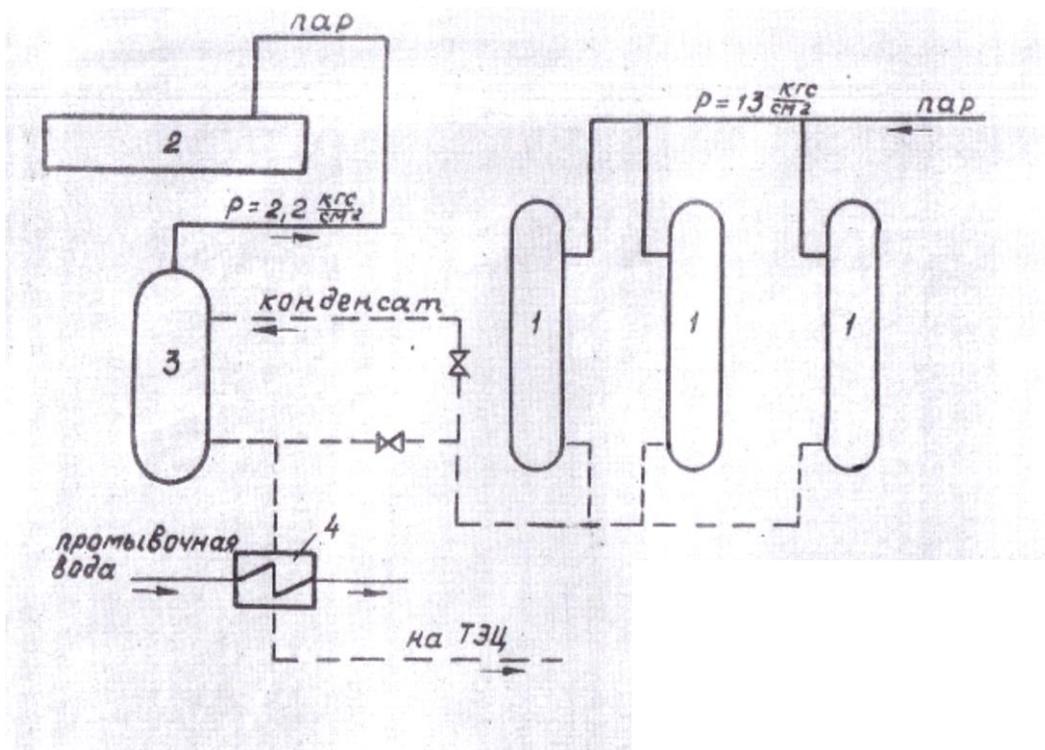


Рис. 19.4. Предлагаемая схема использования теплоты  
в варочном цехе:

1 – подогреватель щелока; 2 – пропарочная камера; 3 – расширитель  
выпара (сепаратор); 4 – водо-водяной теплообменный аппарат

Суммарный расход теплоты на один варочный котел:

$$Q_{\Sigma}^1 = Q_1 + Q_2 = 6413,55 + 2127,78 = 8541,33 \text{ кВт};$$

на два варочных котла

$$Q_{\Sigma}^2 = 2 \cdot Q_{\Sigma}^1 = 2 \cdot 8541,33 = 17082,66 \text{ кВт}.$$

Теплота парообразования при давлении насыщенного пара  $P_{\Pi} = 12$   
МПа равна  $r = 1985,0 \text{ кДж/кг}$  [1, 14, 25].

Расход пара  $D_{\Sigma}^2$ , который подается на шесть подогревателей двух варочных котлов, определим по формуле

$$D_{\Sigma}^2 = \frac{Q_{\Sigma}^2}{r} = \frac{17082,66 \cdot 3600}{1985,0} = 30981,15 \text{ кг/ч.}$$

Расход отводимого конденсата от шести подогревателей черного щелока составит  $G_{\text{к}} = 30981,15$  кг/ч.

В сепараторе (см. рис. 19.4) давление конденсата снижается с 12 до 2 МПа. В результате этого в объеме сепаратора образуются пары вторичного вскипания, которые направляются в пропарочную камеру.

Подсчитаем количество паров вскипания в сепараторе:

при  $P_1 = 12$  МПа энтальпия кипящей воды составит  $i'_1 = 798,4$  кДж/кг;

при  $P_2 = 2$  МПа энтальпия кипящей воды составит  $i'_2 = 504,7$  кДж/кг; теплота парообразования  $r = 2202,2$  кДж/кг; удельный объем пара  $v_2 = 0,886$  м<sup>3</sup>/кг.

При этих данных получим количество паров вторичного вскипания

$$D_{\text{вск}} = \frac{i'_1 - i'_2}{r} G_{\text{к}} = \frac{798,4 - 504,7}{2202,2} 30981,15 = 4131,85 \text{ кг/ч.}$$

Сепаратор служит для разделения потока смеси на пар и конденсат. Пар направляется на пропарочную камеру, частично компенсируя подачу острого пара, а конденсат из сепаратора поступает в водо-водяной теплообменник для нагрева воды с 10 до 50 °С.

Паровой объем сепаратора

$$V_C^{\text{П}} = 0,6 \frac{D_{\text{вск}} u_2}{1000} = 0,6 \frac{4131,85 \cdot 0,886}{1000} = 2,196 \text{ м}^3.$$

Водяной объем сепаратора

$$V_C^{\text{В}} = 0,135 V_C^{\text{П}} = 0,135 \cdot 2,196 = 0,283 \text{ м}^3.$$

Общий объем сепаратора

$$V_C = V_C^{\text{П}} + V_C^{\text{В}} = 2,196 + 0,283 = 2,482 \text{ м}^3,$$

принимаем  $V_C = 2,5 \text{ м}^3$ .

## **Глава 20. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ВЫПАРНЫХ АППАРАТАХ**

### **20.1. Общие сведения**

Выпаривание применяется как для частичного сгущения растворов, так и для полного выделения твердого вещества из раствора. В последнем случае выпаривание сопровождается кристаллизацией.

Процессы выпаривания получили широкое распространение во многих отраслях промышленности. В целлюлозно-бумажной промышленности выпаривание применяется для концентрирования щелоков и других технологических растворов. Характерной особенностью для выпаривания щелоков целлюлозного производства является отбор пара из корпусов для нагрева выпариваемого раствора, а также использование теплоты конденсата и упаренного раствора.

В технологической схеме производства выпарные станции являются важными звеньями, надежная и экономичная работа которых в значительной степени определяет эффективность всего производственного цикла. Гидравлический и тепловой расчет

выпарных аппаратов позволяет проанализировать работу выпарной установки и установить оптимальный режим ее работы.

Раствор при выпаривании можно греть различными теплоносителями, в большинстве случаев используют водяной пар, который называется *греющим* или *первичным*. Пар, образующийся при выпаривании, называется *вторичным* или *соковым*.

Вторичный пар можно получить при любом давлении и соответствующей ему температуре насыщения, однако, для повышения этих параметров нужно повысить давление греющего пара, а с повышением параметров греющего пара увеличивается и его стоимость. Кроме того, увеличивается и стоимость самого аппарата, так как повышение давления в нем приведет к утолщению стенок. Необходимо учитывать также и то, что для многих растворов чрезмерное повышение температуры кипения недопустимо, так как при этом ухудшается качество получаемого продукта.

Таким образом, температуру теплоносителя и кипения раствора в каждом отдельном случае надо выбирать с учетом свойств выпариваемого раствора, минимальной стоимости выпарной установки и наименьших эксплуатационных расходов.

Вторичный пар может быть использован для выпарки того же раствора. Для этого устанавливают несколько последовательно соединенных выпарных аппаратов. При этом в каждом последующем аппарате раствор кипит при более низком давлении. Таким образом, получается *многоступенчатая выпарная станция*.

По принципу работы и конструктивному оформлению выпарные аппараты с паровым обогревом имеют много общего с испарителями. Однако, вследствие специфических свойств растворов, процесс выпаривания имеет принципиальные отличия от процессов кипения

чистых растворителей. В связи с этим потребовалась разработка новых схем выпарных установок и конструкций выпарных аппаратов, обеспечивающих надежную выпарку отдельных видов растворов.

Наиболее распространенным теплоносителем в выпарных аппаратах регенеративного типа (с разделяющейся стенкой) является водяной пар, обладающий рядом положительных свойств (высокое теплосодержание, высокий коэффициент теплоотдачи). Одновременно с этим, для процесса выпаривания важно знать также химический состав, физико-химические, теплофизические и гидродинамические свойства щелоков, которые подробно рассмотрены в литературе [4, 7, 58, 65]. Эти свойства существенно влияют на конструкцию выпарных аппаратов.

## 20.2. Конструкции выпарных аппаратов

Основным химическим реагентом в целлюлозно-бумажном производстве является сульфатный щелок. После варки и отмывки целлюлозы получается черный сульфатный щелок с весьма низкой концентрацией сухих веществ ( $b_0 < 5 \%$ ).

Первой стадией обработки черного щелока является освобождение его от мелкого волокна методом фильтрования, отделение мыла и окисление с целью перевода сульфида натрия в тиосульфит. После предварительной обработки щелок поступает на выпарную станцию с концентрацией сухих веществ  $b_1 = 0,2–0,22$  кг/кг жидкого щелока.

В процессе упаривания в выпарных аппаратах концентрация сухих веществ  $b_1$  доводится до  $0,6–0,65$  кг/кг жидкого щелока.

В качестве исходного теплоносителя в выпарных аппаратах используется пар низкого давления,  $P_{п} \leq 0,5$  МПа.

Конструкции выпарных аппаратов, изготавливаемых различными фирмами, не имеют принципиальных различий и состоят из пучка вертикально расположенных стальных труб, концы которых ввальцованы в трубные доски, приваренные к корпусу аппарата. Нагреваемый щелок движется восходящим потоком внутри труб, обогреваемых снаружи паром. В последних ступенях испарения трубные пучки выполняются из кислотоупорной стали.

Применительно к выпариванию щелоков, являющихся высоковязкими растворами, наиболее эффективным оказался пленочный процесс, основанный на движении раствора по внутренней поверхности труб в виде восходящей или нисходящей пленки. Большая часть аппарата работает по принципу восходящего потока щелока. При этом щелок, подаваемый в нижнюю входную камеру, заполняет только нижнюю часть труб (примерно 1/4 высоты). Образующийся в процессе испарения воды пар увлекает жидкий щелок вверх в виде пленки, скользящей по внутренней поверхности труб.

Конструктивное различие выпарных аппаратов основано на организации процесса сепарации вторичного пара из парожидкостной смеси на выходе из аппарата.

В конструкциях типа «Розенблад» сепарационная камера расположена в верхней части аппарата над трубной системой в общем корпусе. Аппараты последних конструкций имеют длину трубного пучка 8—9 м с общей поверхностью нагрева  $5200 \text{ м}^2$ . Конструкция однокорпусных аппаратов пленочного типа, выпускаемых шведской фирмой «Розенблад», применяется в скандинавских странах, а также на

многих отечественных предприятиях. На рис. 20.1. показана конструкция выпарного аппарата фирмы «Розенблад».

Аппарат состоит из испарительной камеры *A* и сепаратора *B*, расположенных соосно в общем корпусе. Основной рабочей частью аппарата является испарительный пучок *B*, состоящий из труб диаметром от 38 до 51 мм и длиной от 6 до 9 м. Концы труб ввальцованы в трубные доски *З*, приваренные к корпусу камеры *A*.

Щелок подается в нижнюю часть корпуса через патрубок *4* и растекается по трубам, обогреваемых снаружи паром. Греющий пар подводится в межтрубное пространство посредством патрубка *1*, а конденсат удаляется через штуцер *7*. Образующаяся в верхней части смесь из пара и щелока поднимается в сепаратор, в котором при помощи щита *б* происходит ее разделение. Отсепарированный вторичный пар удаляется из верхней части сепаратора в паропровод, подсоединяемый к патрубку *2*, а сгущенный щелок отводится в щелокопровод через штуцер *5*. Дополнительное гравитационное отделение пены и капель щелока из потока вторичного пара происходит в сепараторе.

В США и Канаде большое распространение имеют также пленочные аппараты системы «Свенсона» (см. рис. 20.2). В этом аппарате в верхней части испарительной камеры *A* расположена только первая ступень сепаратора *B*, выполненная в виде отбойного щита, а вторая ступень, выполненная в виде завихрителя *B*, вынесена на трубопровод вторичного пара *Г*. Щелок подается в нижнюю часть корпуса по трубе *1*, а упаренный щелок отводится по трубе *2*.

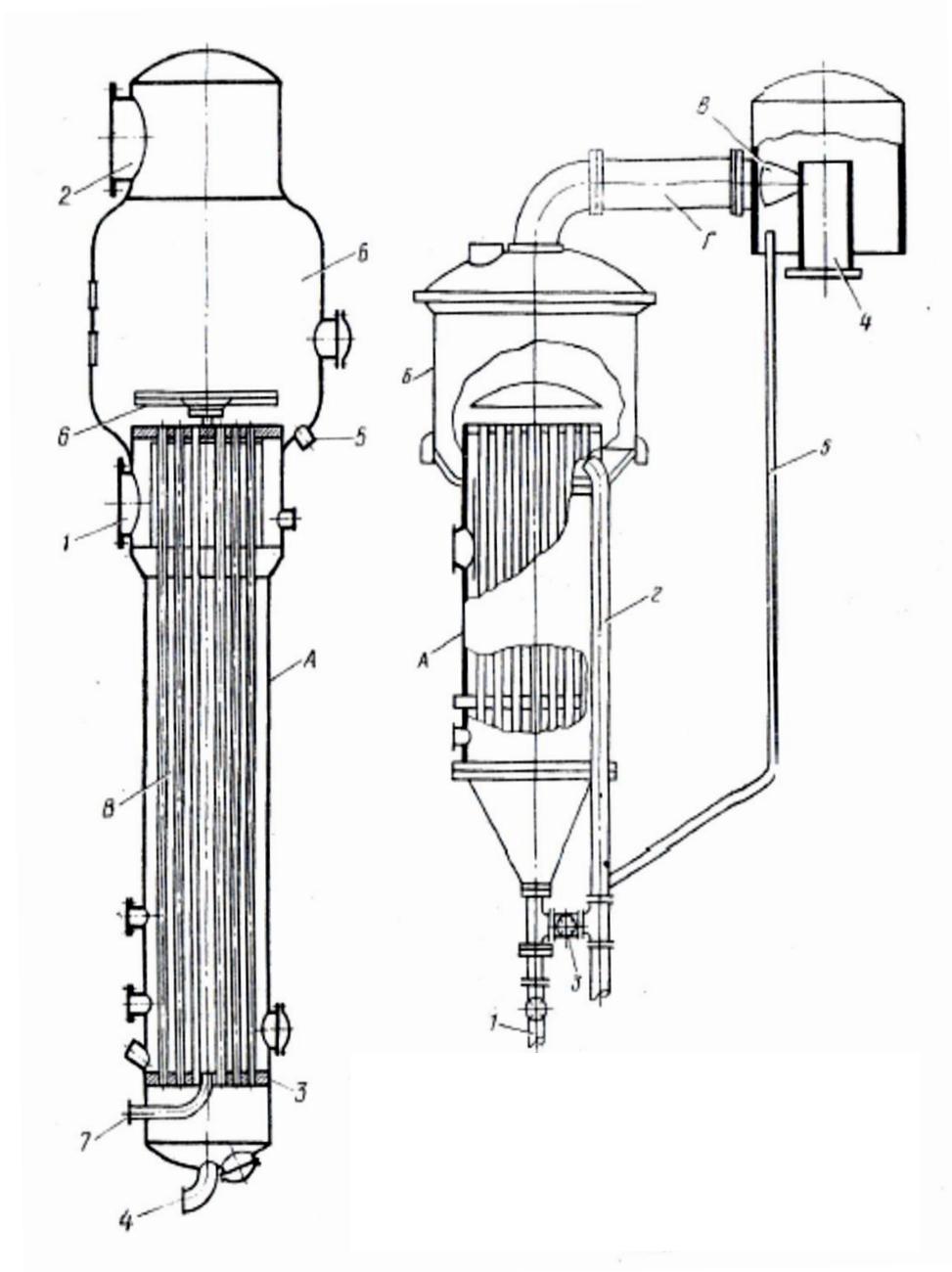


Рис. 20.1. Выпарной аппарат пленочного типа системы «Розенблад»:

*A* – корпус аппарата; *Б* – сепаратор; *В* – испарительный пучок

Рис. 20.2. Пленочный аппарат системы «Свенсона»

При помощи вентиля 3 имеется возможность частичного возврата сгущенного щелока на рециркуляцию. Вторичный пар отводится по трубопроводу 4, а щелок, улавливаемый в центробежном сепараторе второй ступени, отводится по трубе 5.

Современные конструкции выпарных аппаратов имеют развитую испарительную поверхность, позволяющую достигать высокой производительности по пару. Так, один из типовых аппаратов системы «Розенблад» при диаметре корпуса  $D_k = 3,2$  м имеет 1800 испарительных труб из нержавеющей стали диаметром  $51 \times 1,6$  мм и длиной 8,5 м. При этом активная поверхность теплообмена, рассчитанная по внутреннему диаметру, равна  $2260 \text{ м}^2$ .

Работа аппаратов пленочного типа основана, как правило, на принципе однократного (прямоточного) прохождения щелока по трубам. При этом входные скорости щелока в трубах оказываются весьма низкими ( $u_0 \leq 0,5$  м/с), что снижает интенсивность теплообмена. При низких скоростях может возникнуть существенная неравномерность распределения щелока по трубам, обусловленная различными причинами, в том числе образованием первичной накипи, коррозией и неравномерностью обогрева труб.

В процессе эксплуатации аппаратов большого диаметра наблюдается неравномерность распределения щелока по трубам. Особенно это проявляется в последних (по ходу щелока) аппаратах, где имеет место интенсивное образование накипи. Частичное образование накипи приводит к увеличению гидродинамического сопротивления, обуславливающего сокращение расхода жидкого щелока в трубу и дальнейшую интенсификацию роста отложений.

В результате этого часть труб полностью забивается накипью и выходит из рабочего состояния. В связи с этим в последнее время применяют разделение трубной системы при помощи перегородок на две части. При этом щелок, пройдя одну половину трубного пучка по перепускной трубе, поступает в нижнюю часть второй половины аппарата и вновь движется восходящим потоком.

Одним из преимуществ аппаратов пленочного типа является уменьшение в трубах гидростатического давления раствора, обуславливающего повышение температуры кипения раствора. Вместе с тем возникновение неравномерного распределения щелока по трубам и интенсивное образование накипи снижают эффективность пленочного испарения.

УкрНИИхиммашем разработаны конструкции аппаратов с естественной циркуляцией в двух вариантах: в однокорпусном и двухкорпусном исполнении. На рис. 20.3 показана конструкция аппарата с соосным (однокорпусным) исполнением греющей камеры *A*, работающей на принципе естественной циркуляции, и сепаратора *B*. В процессе работы аппарата нагревательные трубы полностью заполнены жидкостью. Для создания возможного перегрева жидкого щелока относительно температуры кипения в сепараторе и предотвращения пенообразования в трубной системе над трубной доской имеется гидростатическая труба. При поддержании определенной кратности рециркуляции щелока процесс его кипения может быть осуществлен в гидростатической трубе. Основным недостатком таких аппаратов при работе на щелоке является возможность значительного пенообразования в сепараторе и вынос пены в паропровод.

На рис. 20.4 показана конструкция аппарата, разработанная

УкрНИИхиммашем и основанная также на принципе применения

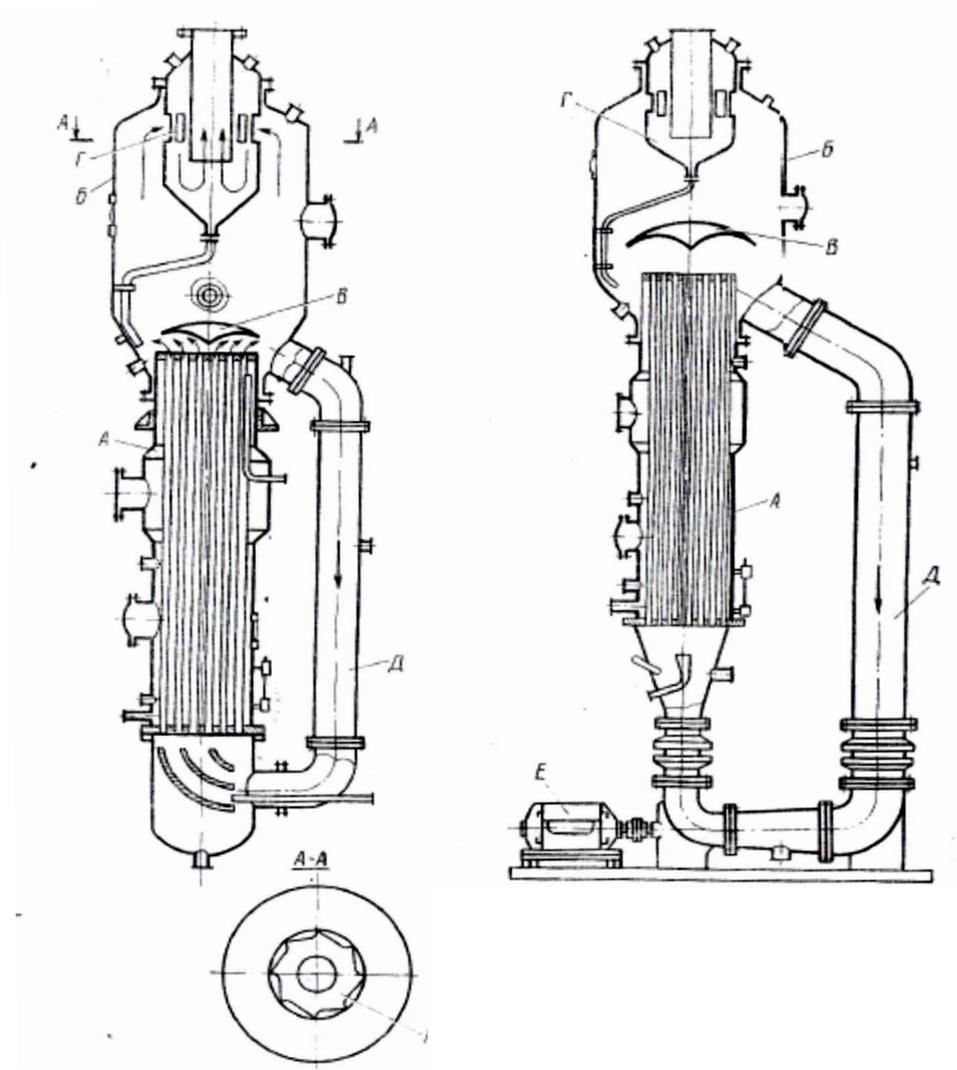


Рис. 20.3. Выпарной аппарат с естественной циркуляцией щелока:

*A* – корпус аппарата; *Б* – сепаратор; *В* – паротбойный щиток;  
*Г* – вторая ступень сепаратора; *Д* – циркуляционная труба

Рис. 20.4. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией щелока:

*A* – корпус аппарата; *Б* – сепаратор; *В* – паротбойный щиток;  
*Г* – вторая ступень сепаратора; *Д* – циркуляционная труба; *Е* – насос

гидростатической трубы вскипания, но с использованием принудительной циркуляции щелока при помощи насосов. Скорость циркуляции раствора достигает 2–3 м/с, что, как будет показано ниже, существенно увеличивает интенсивность теплообмена.

Основными недостатками аппаратов с принудительной циркуляцией является необходимость применения циркуляционных насосов, работающих в сравнительно сложных условиях и требующих значительного расхода электроэнергии, а также значительное повышение температуры кипения вследствие гидростатического давления и гидродинамического сопротивления при высоких скоростях движения щелока.

В 80-х годах прошлого века появились выпарные аппараты, в которых поверхность нагрева образована не кипяtilьными трубками, а плоскими элементами – *ламеллами* размером 1,2×7,3 м, расположенными параллельно с шагом около 40 мм к оболочке. Пар конденсируется с внутренней стороны ламелей, щелок циркулирует из днища в верхнюю часть, где при помощи распределительного ящика равномерно распределяется по наружной поверхности ламел и равномерно стекает на дно аппарата. Образовавшийся пар выходит из промежутков между ламелями равномерно по всей высоте ламелы в паровое пространство. Благодаря циркуляции система подачи щелока является независимой от нагрузки на станцию и позволяет довести концентрацию сухих веществ в щелоке до 65–66 %.

Экономичность выпарки составляет 4,6 кг воды на 1 кг пара.

Экономичность выпарной станции во многом определяется включением отдельных аппаратов в общую схему и взаимным движением пара и жидкого щелока по ступеням выпарной установки.

## 20.3. Схемы выпарных станций

### 20.3.1. Удельный расход греющего пара

Щелок поступает на выпарку при концентрации сухих веществ  $b \cong 0,2$  кг/кг, что соответствует влагосодержанию:

$$u_1 = \frac{1-b}{b} = \frac{1-0,2}{0,2} = 4 \text{ кг/кг.}$$

При теплоте сгорания сухого сульфатного щелока  $Q_{\text{щ}}^c = 16000$  кДж/кг эффективная теплота сгорания жидкого щелока, отнесенная к 1 кг сухой массы, составит

$$Q_{\text{эф}}^c = 16000 - 2640 u_1 = 16000 - 10560 = 5440 \text{ кДж/кг.}$$

Повышение эффективной теплоты сгорания достигается испарением воды из щелока в выпарных аппаратах. Однако в случае одноступенчатого испарения минимальная удельная затрата греющего пара  $d_{\text{п}} = 1$  кг/кг испаренной влаги, а в действительности с учетом тепловых потерь  $d_{\text{д}} > 1$  кг/кг испаренной влаги. Такой процесс экономически невыгоден, так как затраты теплоты в нем превышают получаемый эффект при сжигании концентрированного щелока.

Тепловая эффективность процесса выпарки и регенерации щелока достигается применением многоступенчатого выпаривания воды в последовательно включенных выпарных аппаратах. При этом вторичный пар предвключенного корпуса используется в качестве греющего пара в последующем корпусе. В такой схеме удельный расход греющего пара теоретически обратно пропорционален числу ступеней аппаратов  $n$ . В действительности вследствие наличия тепловых потерь удельный расход греющего пара несколько больше теоретического:

$$d_{\text{д}} = \frac{1}{n} \varphi_{\text{п}},$$

где  $\varphi_{\text{п}}$  – коэффициент, учитывающий внешние потери теплоты,  
 $\varphi_{\text{п}} > 1$ .

В настоящее время, как правило, применяются шестиступенчатые выпарные установки, в которых удельный расход греющего пара равен 0,21–0,22 кг/кг сухих веществ. Конечное влагосодержание щелока  $u_2$  находится в пределах 0,65–0,7 кг/кг сухих веществ. Однако положительный тепловой эффект достигается увеличением греющей (трубной) поверхности выпарных аппаратов. При многоступенчатом выпаривании общий располагаемый температурный напор распределяется по отдельным ступеням неравномерно, что приводит к пропорциональному снижению удельных паросъемов и соответственному увеличению трубной поверхности теплообмена установки. В силу этого увеличение металлоемкости аппаратов полностью компенсируется тепловым эффектом. Многократное выпаривание осуществимо при определенном перепаде давления между ступенями, а следовательно, и общем перепаде давления первичного пара и давления в последнем корпусе. Давление греющего пара, поступающего в первую ступень, ограничивается усилением процесса накипеобразования и применяется не более 0,35 МПа. Вследствие этого увеличение общего перепада давления достигается за счет создания вакуума в последней ступени выпаривания при поддержании в ней абсолютного давления  $P_{\text{к}} \cong 0,01$  МПа.

### 20.3.2. Схемы включения аппаратов

При включении отдельных аппаратов в общую систему различают прямоточную, противоточную и смешанную схемы взаимного движения пара и жидкого щелока по ступеням выпарной установки.

В прямоточной схеме щелок и греющий пар движутся по ступеням в одном направлении при постоянном понижении давления обеих сред по корпусам. При этом жидкий щелок перепускается последовательно по аппаратам самотеком без применения насосов. Принципиальным недостатком данной схемы является повышение вязкости щелока по мере его выпаривания и понижения температуры. При этом резко осложняется движение щелока в последних корпусах и дальнейшая его транспортировка по трубам. Вследствие непрерывной тенденции к повышению конечной концентрации щелока чисто прямоточная схема в настоящее время не применяется.

Возможна также противоположная схема, основанная на принципе противотока. При этом щелок при помощи насосов перекачивается по корпусам в сторону более высокого давления. Недостатком данной схемы является необходимость применения насосов и повышенное накипеобразование в последних корпусах.

Указанные недостатки обеих схем в значительной степени устраняются в смешанных прямоточно-противоточных схемах.

На рис. 20.5 приведена принципиальная смешанная схема шестикорпусной выпарной установки, в которой последние три корпуса работают по схеме прямотока. При этом слабый щелок после подогревателей проходит прямотоком (по отношению к потоку пара) по корпусам IV → V → VI, а затем перекачивается насосами по корпусам III → I. Из корпуса I щелок вновь движется прямотоком в корпус II,

откуда удаляется при конечной концентрации. Смешанная схема позволяет использовать принцип прямотока в области сравнительно низких концентраций сухого вещества (20–35 %) и противоточное движение в области высоких концентраций (35–60 %). Наибольшее применение на отечественных предприятиях получили выпарные установки шведских и финских фирм.

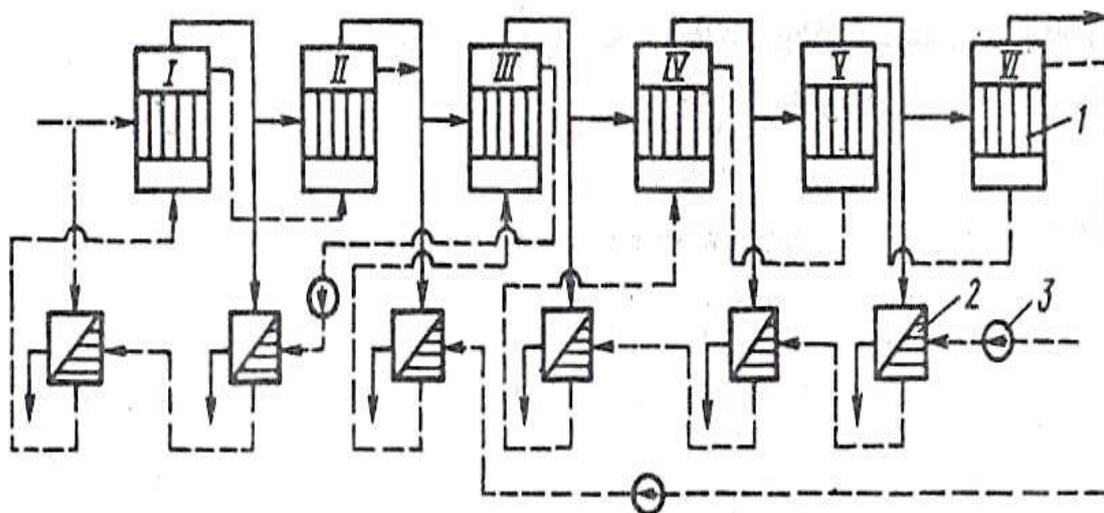


Рис. 20.5. Смешанная схема шестикорпусной (I–VI) выпарной установки:

— · — острый пар; — — — вторичный пар; 1 – выпарные корпуса;  
2 – теплообменные аппараты; 3 – насосы

На рис. 20.6 показана схема выпарной установки высокой производительности фирмы «Розенблад».

Установка состоит из восьми корпусов, работающих по шестиступенчатой схеме испарения. Первая ступень состоит из двух корпусов: основного с поверхностью нагрева площадью 1960 м<sup>2</sup>,

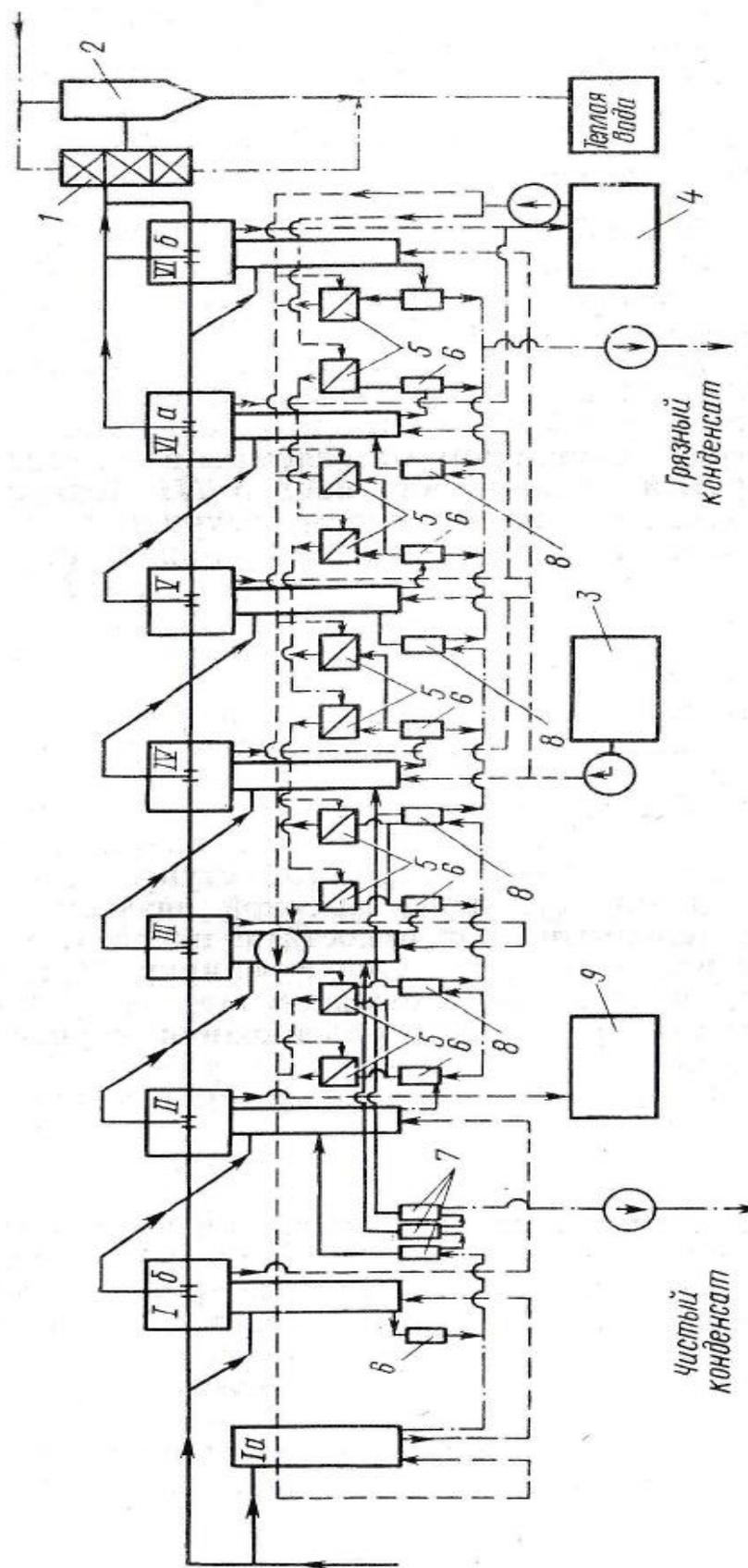


Рис. 20.6. Схема восьмикорпусной (I а, I б, II—V, VI а, VI б) шестиступенчатой  
выпарной станции

снабженного сепаратором, и дополнительного с поверхностью  $1280 \text{ м}^2$ , не имеющего сепаратора, и предвключенного к основному. Оба первых корпуса обогреваются свежим паром при давлении  $0,35 \text{ МПа}$ . Все остальные корпуса имеют одинаковые поверхности нагрева площадью  $1960 \text{ м}^2$ . При этом шестая ступень, как и первая, состоит из двух корпусов, но включенных параллельно. Для конденсации вторичного пара последней ступени установлены поверхностный конденсатор *1*, состоящий из пяти спиральных теплообменников, и барометрический конденсатор *2*.

Основная часть слабого щелока подается насосами из бака *3* в корпус *IV* и далее прямотоком проходит в корпуса *V* и *VI а*. Небольшая часть слабого щелока подается непосредственно в корпуса *V* и *VI б*. Выходящий из корпусов шестой ступени полуупаренный щелок поступает в бак *4*, в котором осуществляется отделение мыла. Из бака *4* щелок насосами прокачивается через последовательно включенные спиральные теплообменники *5*, обогреваемые паром, отделяемым в конденсатоотводчике *б*. Подогретый щелок поступает в *III* корпус и после подогрева в теплообменнике паром вскипания конденсата *II* ступени подается в двухходовой кипятильник *I а*. Далее щелок переходит в основной корпус первой ступени *I б* и затем самотеком – в корпус *II*, из которого удаляется в бак упаренного щелока *9*. Часть упаренного щелока возвращается по рециркуляционному трубопроводу в бак слабого щелока для повышения его начальной концентрации.

Схема включения корпусов, примененная в данной установке,

позволяет поддерживать вязкость щелока во всех корпусах в пределах, обеспечивающих устойчивость пленочного режима и относительную равномерность испарения влаги по отдельным ступеням. В первой и шестой ступенях пониженная интенсивность теплообмена из-за высокой вязкости компенсируется дополнительными поверхностями нагрева. Уплотнение слабого щелока при входе в корпус III рециркулирующим крепким щелоком до концентрации сухого вещества примерно 22 % позволяет избежать чрезмерного вспенивания и уноса щелока вторичным паром.

В установке предусмотрено использование теплоты конденсата для подогрева щелока перед испарительными камерами. После расширителя 7 чистый конденсат направляют в котельную. Конденсат из второй ступени направляют в расширитель 8, соединенный с паровым пространством греющей камеры корпуса III. После расширителя оставшийся конденсат перепускается в конденсатоотводчик третьей ступени, из третьей таким же образом в четвертую и т. д. Из конденсатоотводчиков шестой ступени грязный конденсат откачивается насосами.

#### **20.4. Гидравлический режим выпарного аппарата**

Расход сухой массы щелока при прямоточном и последовательном движении по ступеням остается постоянным  $M_c = \text{const}$ .

Массовый расход жидкого щелока:

на входе в аппарат

$$M'_{\text{ж.щ}} = M_c (1 + u');$$

на выходе

$$M''_{\text{ж.щ}} = M_c (1 + u''),$$

где  $u'$  и  $u''$  – влагосодержание щелока на входе и выходе из выпарного аппарата.

Масса испаренной воды

$$W = M_c (u' - u'').$$

При наличии циркуляции щелока расход сухой массы

$$m_{\text{с.ц}} = m_{\text{с.0}} (1 + k_{\text{ц}}),$$

где  $k_{\text{ц}}$  – кратность циркуляции определяется по сухой массе;  $m_{\text{с.0}}$  – расход сухой массы щелока без учета циркуляции.

Расход жидкого щелока:

на входе в трубный пучок

$$m'_{\text{ж.щ}} = m_{\text{с.0}} (1 + k_{\text{ц}}) (1 + u'_{\text{с.м}});$$

на выходе из аппарата

$$m''_{\text{ж.щ}} = m_{\text{с.0}} (1 + k_{\text{ц}}) (1 + u''_{\text{с.м}}).$$

Влагосодержание смеси на входе в аппарат

$$u'_{\text{с.м}} = m_{\text{с.0}} u''_{n-1} + k_{\text{ц}} u''_n,$$

где  $u''_n$  – влагосодержание щелока на выходе из данного корпуса;  $u''_{n-1}$  – влагосодержание щелока на выходе из предвключенного корпуса.

Среднее расходное паросодержание смеси на выходе из кипяточных труб определим по формуле

$$\bar{x} = \frac{m_{\text{с.ц}} (u'_{\text{с.м}} - u''_{\text{с.м}})}{m_{\text{с.0}} (1 + k_{\text{ц}}) u''_{\text{с.м}}}.$$

В прямоточных аппаратах  $k_{ц} = 0$ . Общее сопротивление в аппаратах пленочного типа равно сумме сопротивлений экономайзерного и испарительного участков. На экономайзерном участке испарительных труб сопротивление трения

$$\Delta P_{т.э} = \lambda_{тр} \frac{h_{э}}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_p W_p^2}{2},$$

где  $\lambda_{тр}$  – коэффициент трения;  $h_{э}$  – высота экономайзерного участка;  $\rho_p, W_p$  – соответственно плотность и скорость раствора.

Сопротивление трения на участке кипения раствора

$$\begin{aligned} \Delta P_K &= \lambda_K \frac{h_K}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_{см} W_{см}^2}{2} = \\ &= \psi \lambda_K \frac{h_K}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho'_p W_0^2}{2} \left[ 1 + \bar{x} \left( \frac{v''_{п}}{v'_p} - 1 \right) \right], \end{aligned}$$

где  $\psi$  – опытный коэффициент;  $\lambda_K$  – коэффициент трения на участке кипения;  $\rho_{см}, W_{см}$  – средние значения соответственно плотности и скорости смеси;  $\rho'_p$  – плотность раствора;  $W_0$  – скорость раствора в начале участка кипения;  $\bar{x}$  – среднее расходное паросодержание;  $v'_p, v''_{п}$  – удельные объемы соответственно раствора и сухого насыщенного пара.

Местные сопротивления, возникающие в подводящих трубопроводах, вентилях и при входе в трубы,

$$\Delta P_M = \sum \zeta_i \frac{\rho_p W_p^2}{2}.$$

## 20.5. Теплообмен при выпаривании щелоков

Интенсивность испарения влаги из раствора в выпарном аппарате определяется уравнением теплообмена

$$q = \frac{t_{н.п} - t_p}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н.1}}{\lambda_{н}} + \frac{\delta_{н.2}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_2}} = k v,$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплообмена на стороне соответственно греющего пара и раствора, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $\delta_{ст}, \delta_{н.1}, \delta_{н.2}$  – толщина стенки трубы и накипи на внутренней и наружной поверхностях трубы;  $\lambda_{ст}, \lambda_{н}$  – коэффициенты теплопроводности соответственно стенки трубы и накипи, Вт/(м · °С);  $t_{н.п}, t_p$  – температура насыщенного пара и раствора;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Анализ приведенных величин показывает, что влияние термического сопротивления стенки трубы  $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$  не превышает 1,5 % и им можно пренебречь. Вследствие больших колебаний толщины накипи, определяемое ею термическое сопротивление оценивают опытным коэффициентом загрязнения  $\varphi_3$ . При этом формула для определения коэффициента теплопередачи примет вид

$$k = \varphi_3 \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Теплоотдача от греющего пара к внешней поверхности труб осуществляется в условиях конденсации водяного пара. При этом термическое сопротивление теплообмену определяется образующейся конденсатной пленкой, толщина которой нарастает по мере сползания

конденсата по трубам. Процесс теплообмена при конденсации пара на вертикальных трубах определяется по формуле Нуссельта [1–3, 36]:

$$\alpha_1 = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r g (\rho' - \rho'')}{\nu h \Delta t}}.$$

Расчеты по данному уравнению показывают, что  $\alpha_1$  имеет довольно высокие значения в условиях теплообмена в выпарных аппаратах и находится в пределах 5–6,5 Вт/(м<sup>2</sup> · °С). В процессе тепловосприятия щелока, движущегося внутри труб, наблюдаются два участка: *экономайзерный*, на котором происходит нагрев раствора до температуры кипения, и *испарительный*, соответствующий процессу кипения.

Для определения коэффициента теплообмена на экономайзерном участке пользуются формулой

$$Nu_3 = 0,021 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,35}.$$

По исследованию теплообмена в процессе кипения жидкостей имеется большое число работ. Вследствие большой сложности данного процесса исследователи рекомендуют различные и весьма сложные расчетные формулы. На основании анализа различных формул и сравнения результатов расчета с эксплуатационными данными рекомендуется следующая формула [5] для определения коэффициента теплообмена на стороне кипящего раствора в аппаратах пленочного типа:

$$\alpha_K = 6,2 \lambda_p \left(\frac{c_p}{r}\right)^{1,5} \frac{\rho_p^{0,67} P_{II}^{1,75}}{\rho_{II}^{1,5} \nu^{0,625}} \Delta t,$$

где  $P_{\Pi}$  – давление насыщенного пара при температуре кипения раствора;  
 $\Delta t = t_{\Pi} - t_{к.р}$  – полезный температурный напор, равный разности температур греющего пара и кипящего раствора;  $\rho_p, \rho_{\Pi}$  – плотность соответственно раствора и пара;  $\nu, c_p$  – вязкость и теплоемкость раствора.

## 20.6. Методика теплового расчета выпарной установки

### 20.6.1. Тепловой баланс

Расход теплоты в выпарной установке определяется уравнением теплового баланса:

$$Q_{\text{б}} = M_{\text{с}} [ (c_{\text{с}} + c_{\text{в}} u_0) (t_{\text{к}} - t_0) + (u_0 - u_2) (i_{\Pi}^{P_{\text{к}}} - c_{\text{в}} t_{\text{к}}) ] \varphi_{\Pi},$$

где  $M_{\text{с}}$  – производительность установки по абсолютно сухой массе, кг/ч;  $u_0, u_2$  – соответственно начальное и конечное влагосодержание щелока, кг/кг;  $t_0, t_{\text{к}}$  – начальная и конечная температура щелока, °С;  $i_{\Pi}^{P_{\text{к}}}$  – энтальпия пара при конечном давлении пара в конденсаторе, кДж/кг;  $c_{\text{с}}, c_{\text{в}}$  – удельные теплоемкости соответственно сухого щелока и воды;  $\varphi_{\Pi}$  – коэффициент внешних потерь.

При многоступенчатом испарении большая часть испаренной воды в виде вторичного пара последовательно используется в качестве теплоносителя в отдельных ступенях давления, где пар снова конден-

сируется, возвращая теплоту испарения.

Расход теплоты в каждой отдельной ( $i$ -й) ступени в противоточной схеме определим по формуле

$$Q_{б,i} = M_c (q_{пдг} + q_{исп}) \varphi_{п,i} = M_c [ (c_c + c_v u'_i) (t_{к,i} - t_{к,i-1}) + (u'_i - u''_i) (i''_{п,i} - c_v t_{к,i}) ] \varphi_{п,i},$$

где  $u'_i, u''_i$  – соответственно начальное и конечное влагосодержание щелока в данной ступени;  $i''_{п,i}$  – удельная энтальпия вторичного пара;  $t_{к,i}, t_{к,i-1}$  – температуры кипения щелока в данной и предвключенной ступенях;  $q_{пдг}, q_{исп}$  – удельные расходы теплоты на подогрев щелока и испарение влаги, отнесенные к 1 кг сухой массы;  $\varphi_{п,i}$  – коэффициент тепловых потерь в данной ступени.

В прямоточной схеме температура щелока в предвключенной ступени выше температуры данной ступени и соответственно теплота нагрева входит в уравнение теплового баланса с отрицательным знаком. При наличии отдельных предвключенных подогревателей тепловой расчет выполняется отдельно для подогревателя и выпарного аппарата.

Расход греющего пара в данной ступени (включая подогреватели) определяется по уравнению

$$D_i = \frac{Q_{б,i}}{i_{п,i} - i_{к,i}},$$

где  $i_{п,i}, i_{к,i}$  – удельные энтальпии греющего пара и конденсата, удаляемого из подогревателей.

Количество воды, испаряемой в данной ступени, вычисляется по формуле

$$W_i = M_c (u_i' - u_i'') = D_i.$$

### ***20.6.2. Распределение тепловой нагрузки по ступеням испарения***

Наиболее рациональным является равномерное распределение полезных тепловых нагрузок по отдельным ступеням испарения:

$$Q_{б,i} = 3,6 F_i k_i \Delta t_i = \text{idem}.$$

При независимости коэффициента теплопередачи  $k_i$  от концентрации раствора равномерное распределение нагрузок может быть выполнено при одинаковых поверхностях нагрева отдельных корпусов и равномерном распределении температурных напоров. Однако вследствие снижения коэффициента теплопередачи от повышения концентрации раствора при одинаковых поверхностях корпусов должны возрастать перепады температур  $\Delta t_i$ . С учетом необходимости восполнения тепловых потерь при одинаковых значениях по ступеням коэффициента теплопотерь ( $\varphi_{п,i} = \text{idem}$ ), количество испаряемой влаги в данной ступени находится из уравнения

$$W_i = W_n \varphi_n^{n-i},$$

где  $W_n$  – количество воды, испаряемой в последней ступени;

$n$  – общее число ступеней;  $\varphi_n$  – среднее значение коэффициента

тепловых потерь,  $\varphi_n = 1,02$ .

Снижение влагосодержания в данной ступени

$$\Delta u_i = u'_i - u''_i = \frac{W_i}{M_c}.$$

Общее количество воды, испаряемой из раствора,

$$\Sigma W = W_n (1 + \varphi_n + \varphi_n^2 + \varphi_n^3 + \varphi_n^4 + \dots + \varphi_n^{n-1}).$$

При заданной производительности по сухой массе щелока и перепада влагосодержаний  $\Delta u = u_H - u_K$  находим количество воды, испаряемой в последней ступени.

Полезный перепад температуры в данной ступени

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{Q_{б,n}}{3,6 k_n F_n}.$$

Сумма температурных перепадов по отдельным ступеням испарения равна общему располагаемому теплообменному потенциалу  $\vartheta_{\text{пол}}$ :

$$\vartheta_{\text{пол}} = \Sigma \Delta t_i = t_{\text{п},1} - t_{\text{п},n} - \Sigma \Delta t_{\text{д}},$$

где  $t_{\text{п},1}$ ,  $t_{\text{п},n}$  – температуры первичного пара в первом корпусе и вторичного пара в конденсаторе;  $\Sigma \Delta t_{\text{д}}$  – сумма значений температурной депрессии по ступеням.

Для определения исходного значения общей поверхности нагрева вводится понятие приведенного коэффициента теплопередачи, отнесенного к общему полезному перепаду температур,

$$k_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1 \Psi_{\text{э}1}} + \frac{1}{k_2 \Psi_{\text{э}2}} + \frac{1}{k_3 \Psi_{\text{э}3}} + \dots + \frac{1}{k_n \Psi_{\text{э}n}}},$$

где  $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$  – расчетные значения коэффициента теплопередачи по отдельным ступеням;  $\Psi_{\text{э}1}, \Psi_{\text{э}2}, \Psi_{\text{э}3}, \dots, \Psi_{\text{э}n}$  – коэффициенты эффективности использования поверхности теплообмена.

При этом общая поверхность теплообмена установки

$$F_{\text{р}} = \frac{M_{\text{с}} (u_0 - u_2) Q_{\text{б}}}{k_{\text{пр}} \Delta t_{\text{п}}}.$$

В поверочном расчете поверхности аппаратов по ступеням нагрева  $F_i$  являются заданными величинами. Цель поверочного расчета – установление оптимального распределения полезной разности температур по ступеням.

## **20.7. Оптимизация и методы регулирования режимов выпарной установки**

Многоступенчатая выпарная установка является высокоэффективной конструкцией для использования вторичных энергоресурсов. В результате многократного выпаривания щелока и применения вторичного пара в качестве теплоносителя упаренный щелок повторно используется в технологическом процессе после регенерации не только как химикат, но и как высокоэффективное топливо. Вследствие высокого содержания

органических веществ теплота сгорания абсолютно сухой массы щелока  $Q_c = 15-17$  МДж/кг.

По мере совершенствования выпарных установок за последнее десятилетие концентрация сухих веществ в упаренном щелоке возросла от 0,4 до 0,6 кг/кг.

В настоящее время прорабатываются принципы действия и конструкции *суперконцентраторов*, предвключенных (по пару) к основной установке и обогреваемых паром повышенного давления ( $P_{II} = 11,5$  МПа). При этом конечная концентрация сухих веществ достигает 0,70–0,75 кг/кг.

В процессе эксплуатации основным побочным процессом, снижающим эффективность установки, является образование накипи как на стороне щелока, так и на стороне вторичного греющего пара. В аппаратах пленочного типа особенно интенсивное отложение накипи имеет место в испарительной (верхней) части труб.

Снижение интенсивности накипеобразования может быть достигнуто увеличением скоростей движения щелока в трубах при помощи естественной и искусственной циркуляции. Повышение входных скоростей достигается также разделением трубного пучка на 2–3 секции с последовательным перепуском щелока по отдельным секциям. Однако основным методом борьбы с накипью является регулярная периодическая промывка выпарных аппаратов. При испарении чистой воды скорость ее движения не оказывает существенного влияния на коэффициент теплообмена.

Влияние скорости движения при испарении щелока в настоящее время изучено недостаточно.

Наиболее сложным является вопрос о рациональном распределении по ступеням испарения полезного температурного перепада, определяющего напряжение данной ступени по испаряемой влаге. В литературе имеются различные предложения по оптимизации распределения температурных напоров по ступеням, а также по отбору части вторичного пара из отдельных ступеней. Учитывая, что в многоступенчатой выпарной установке при снижении конечного давления в конденсаторе до 0,01 МПа имеет место весьма рациональное использование теплоты греющего пара, отвод части пара на сторону не рационален.

При организации принципа регулирования теплового режима установки следует иметь в виду, что процесс многократного выпаривания стремится к равновесию самопроизвольно. При ухудшении условий теплообмена в одной или двух ступенях произойдет перераспределение температурных перепадов по всем ступеням и общее уменьшение напряжения по испаряемой влаге. Восстановление номинальной нагрузки может быть выполнено промывкой корпусов от накипи или временным повышением давления греющего пара. Может быть также предусмотрен подвод регулировочного первичного пара по отдельным ступеням, однако это целесообразно лишь при наличии контроля перепада температуры по отдельным ступеням.

## Глава 21. ПРОЦЕССЫ СЖИГАНИЯ И РЕГЕНЕРАЦИИ СУЛЬФАТНОГО ЩЕЛОКА

### 21.1. Организация топочного процесса в содорегенерационном агрегате

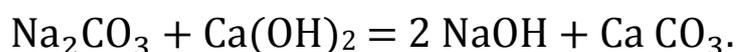
#### *21.1.1. Технология регенерации щелока*

В настоящее время наиболее распространенный способ варки целлюлозы основан на применении сульфатного щелока, в котором активными реагентами являются щелочь NaOH и сульфид натрия  $\text{Na}_2\text{S}$ . Щелок, используемый в варочных котлах, подвергается регенерации, основанной на выжиге из него органических соединений. Отработанный в варочных котлах сульфатный (черный) щелок состоит из минеральных солей и связанных с ними органических веществ. Сухой черный щелок содержит 30–35 % минеральных веществ и 65–70 % – органических. Соотношение их в значительной мере зависит от процесса варки целлюлозы. Примерный состав сухого черного щелока, %, для органической (I) и минеральной (II) частей приведен ниже.

I	II
C = 40–45;	NaOH (связанная) = 20–25;
H = 3–5;	NaOH (свободная) = 1–2;
$S_{\text{op}} = 2–4$ ;	$\text{Na}_2\text{S} = 1–3$ ;
$\text{O}_2 = 15–20$ .	$\text{Na}_2\text{SO}_4 = 3–5$ ;
	$\text{Na}_2\text{CO}_3 = 7–10$ .

Органическая часть щелока состоит из лигнина и продуктов разрушения углеводородов и является высококалорийным и реакционным видом топлива, содержащим 60–70 % летучих горючих веществ. При сжигании щелока в топке происходит выжиг органических веществ и восстановление реакционной способности химикатов. Перед сжиганием черный щелок подвергается выпариванию в выпарных аппаратах до содержания сухих веществ 55–60 %.

В технологическом процессе производства целлюлозы происходит значительная потеря серы, снижающая сульфидность регенерируемого щелока, вследствие чего в процессе сжигания (регенерации) щелока в топку добавляют 8–10 % по сухой массе природного сульфата натрия ( $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ). При сжигании щелока минеральные соли переходят в плав, состоящий из карбоната  $\text{Na}_2\text{CO}_3$ , сульфида  $\text{Na}_2\text{S}$  и сульфата натрия  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ . Удаляемый из топки плав растворяют в воде, получая так называемый *зеленый щелок* (раствор плава), который в последующем подвергается каустизации известковым молоком по реакции



Получаемый в результате данной реакции *белый щелок*, идущий на варку целлюлозы, имеет следующий примерный состав, г  $\text{Na}_2\text{O}$ /л:  $\text{NaOH} = 65–67$ ;  $\text{Na}_2\text{S} = 27–29$ ;  $\text{Na}_2\text{CO}_3 = 8–9$ ;  $\text{Na}_2\text{SO}_4 = 1,5–2,5$ .

С теплотехнической точки зрения черный щелок рассматривается как низкокалорийное топливо с высоким содержанием влаги и зольного остатка. Сжигание жидкого черного щелока осуществляется в камерных топках содорегене-

рациональных агрегатов (СРК) При этом щелок подвергается распылению при помощи форсунок.

Вследствие содержания битуминозных веществ, образующиеся после испарения из капель щелока влаги мелкодисперсные частицы, слипаются в ооксованные гранулы, которые падают на под топки, образуя слой *огарка*.

Следовательно, процесс сгорания щелока в камерных топках является двухступенчатым и протекает частично в топочном пространстве и частично в слое огарка (рис. 21.1).

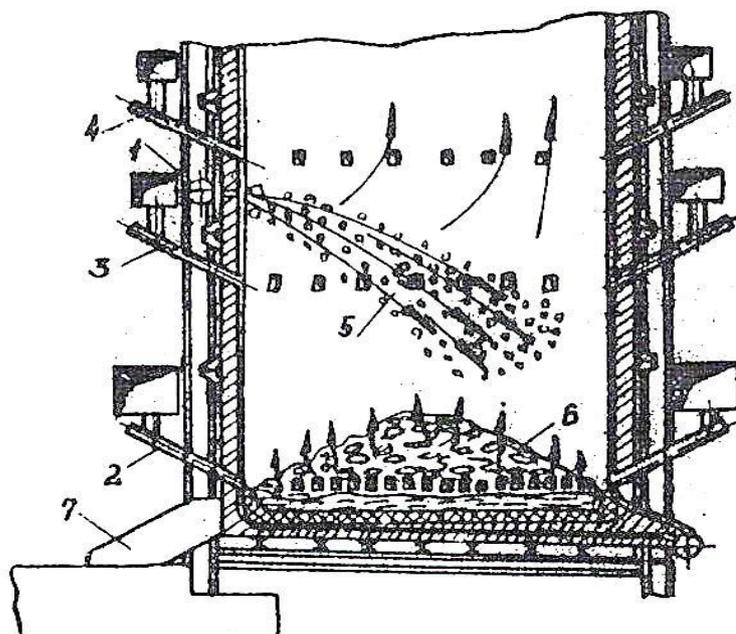


Рис. 21.1. Схема организации топочного процесса при сжигании сульфатных щелоков в содорегенерационных котлоагрегатах:

1 – щелочные форсунки; 2 – сопла первичного воздуха; 3, 4 – сопла вторичного и третичного дутья; 5 – факел распыленного щелока; 6 – слой огарка; 7 – летка для слива щелочного плава

### *21.1.2. Организация топочного процесса в современных СРК*

Специфические физико-химические свойства и высокая влажность сульфатного щелока обуславливают отличительные особенности организации топочного процесса в камерных топках, предназначенных для его сжигания и регенерации.

В настоящее время на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности в эксплуатации находятся около 60 СРК. Несмотря на их различия в конструктивном исполнении, схема организации в них топочных процессов в принципе одинакова и основана на сочетании факельного и слоевого горения.

В соответствии с этим в топках осуществляется двухступенчатая подача воздуха: первичного, подаваемого на поверхность слоя огарка, и вторичного, подаваемого в один или два яруса, расположенных несколько ниже и выше щелоковых форсунок. Черный щелок с влажностью 40–55 % подается в топку при помощи механических форсунок грубого распыла, расположенных на высоте 5–6 м от пода. Образующиеся при этом сравнительно крупные капли падают вниз, по мере испарения влаги образуют комки огарка, скапливающиеся в виде слоя на поду топки, и выгорают за счет первичного дутья воздуха. Более мелкие частицы щелока сгорают в топочном объеме, а образующиеся при этом тонкодисперсные минеральные частицы увлекаются потоком воздуха в верхнюю часть топки и в газоходы котельного агрегата.

При данном способе организации процесс горения протекает в основном в активной зоне топочного пространства, расположенной в пределах от пода топки до уровня форсунок и

имеющей высоту 6–7 м. При этом взаимная схема движения распыленного щелока и воздуха оказывается противоточной. Навстречу падающим вниз каплям жидкого щелока движутся воздух и продукты сгорания горючих веществ. Расход первичного воздуха, определяемый по интенсивности выгорания слоя огарка, составляет 55–60 % от общего расхода.

## **21.2. Современные конструкции содорегенерационных котлов (СРК)**

Современные конструкции СРК основываются на паровых котлах средней производительности от 100 до 275 т/ч. В большинстве случаев рабочее давление пара не превышает 4,5 МПа при температуре перегретого пара 450 °С.

Однако СРК конструктивно существенно отличается от современных паровых котлов, что обусловлено спецификой топливной характеристики щелока. В нашей стране в эксплуатации находится более 60 агрегатов, из которых большая часть имеет производительность по пару 100–110 т/ч. Большинство агрегатов данной мощности поставлено фирмой «Тампелла», конструкция которых приведена на рис. 21.2.

Организация топчного устройства основывается на факельно-слоевом способе сжигания щелока. При этом часть органических веществ выгорает в объеме топки, а образующийся коксовый остаток сгорает в слое огарка, скапливающегося на поду топки. В соответствии с этим часть воздуха подается на поверхно-

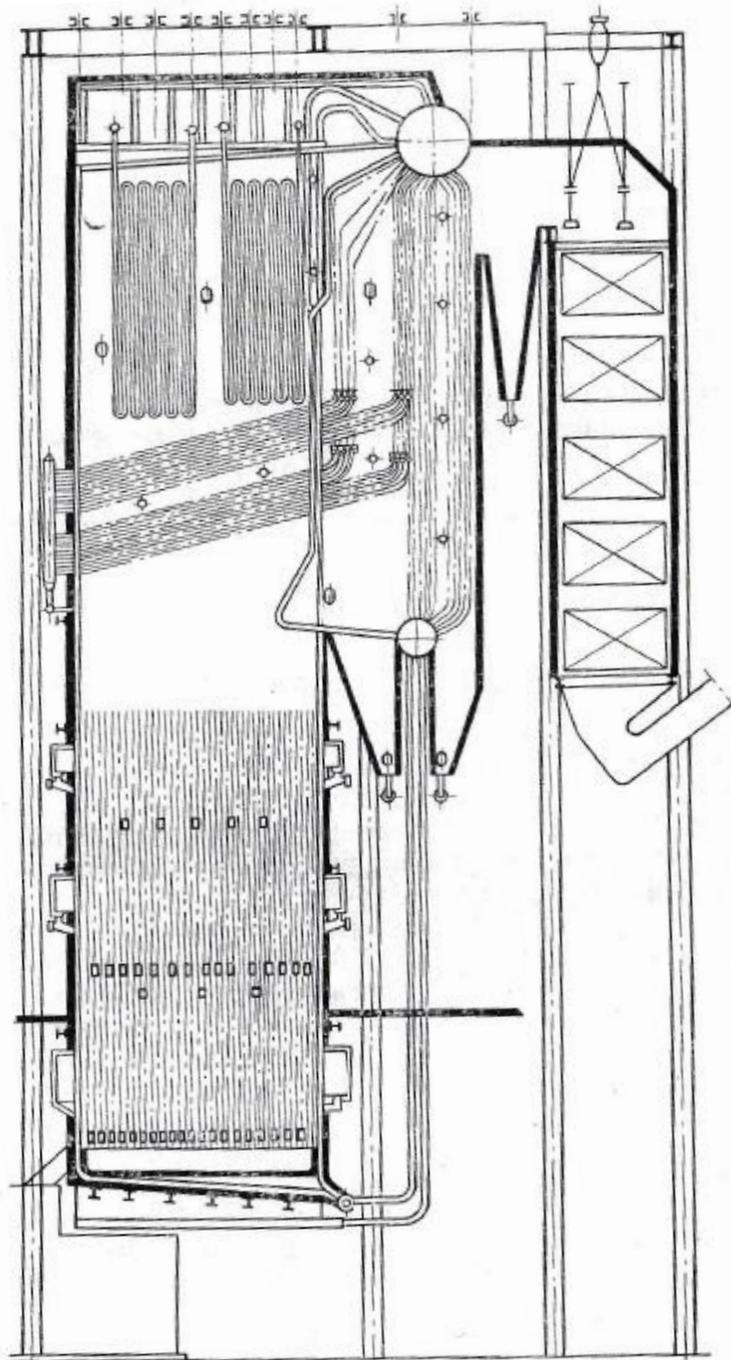


Рис. 21.2. Схема содорегенерационного котельного агрегата фирмы «Тампелла»

сть огарка, а часть – в топочный объем.

Агрегат оборудован топкой прямоугольного сечения, на стенах которой размещены трубные экраны. Воздух в топку подводится в три яруса, из которых в нижний ярус, расположенный на высоте 1,0–1,5 м над подом, посредством прямоугольных сопел вдувается первичный воздух. Вторичный и третичный воздух подается в топку при помощи сопел, расположенных по всему периметру топки, несколько ниже и выше щелоковых форсунок. Подаваемый в топку воздух нагревается в паровых калориферах до температуры 130–140 °С, а щелок – до 105–115 °С. Качающиеся щелоковые форсунки установлены на боковых стенах топки на высоте 3,5 и 4,5 м от пода топки. В верхней части топки расположены пылеулавливающий фестон и пароперегреватель.

В вертикальной шахте установлен вертикальный испарительный пучок, трубы которого объединены нижним коллектором, а сверху – котельным барабаном. В опускной шахте агрегата расположен водяной экономайзер, выполненный из горизонтальных змеевиков, оборудованных дробеочисткой. Отвод дымовых газов осуществляется посредством газохода и дымососа.

Основным недостатком СРК фирмы «Тампелла» является периферийная подача воздуха в топку посредством большого числа мелких сопел. Это приводит к плохому перемешиванию воздуха с топливом и способствует слабому проникновению воздушных струй в центральную часть топочного объема. Кроме того, наличие большой длины трубного конвективного испарительного пучка приводит к значительным отложениям минеральных веществ и малоинтенсивной теплоотдаче. Опыт

эксплуатации показал также низкую эффективность экономайзеров, состоящих из горизонтальных змеевиковых пучков труб, рассчитанных на них дробеочистку.

Более совершенную конструкцию имеют агрегаты, поставленные в нашу страну японской фирмой «Мицубиси». Агрегат данной фирмы производительностью 780 т/сут показан на рис. 21.3.

Щелоковые форсунки 1 расположены на высоте 5 м от пода топки и распределены по всем стенам. Воздух подается в две ступени. Первичное дутье 2 организовано так же, как и в предыдущей конструкции. Однако подвод вторичного дутья имеет принципиальное отличие и осуществляется при помощи четырех сопел большого сечения 3, расположенных по углам топки на высоте 8 м от пода, что позволяет организовать вихревое движение вторичного воздуха в горизонтальной плоскости. Вихревой способ подвода вторичного дутья интенсифицирует перемешивание воздуха и горючих веществ.

Агрегат оборудован двухступенчатыми пароперегревателями ширмового типа 4, между ступенями которого проходит фестон 5. СРК имеет укороченный поперечно-обтекаемый конвективный пучок 6 и вертикально-обтекаемый экономайзер 7. Данная конструкция позволяет организовать довольно эффективную очистку поверхностей нагрева котла от минеральных отложений при помощи струйных обдувочных аппаратов с помощью пара.

Агрегаты оборудованы мазутными форсунками или горелками, которые предназначены для подачи в топку вспомога-

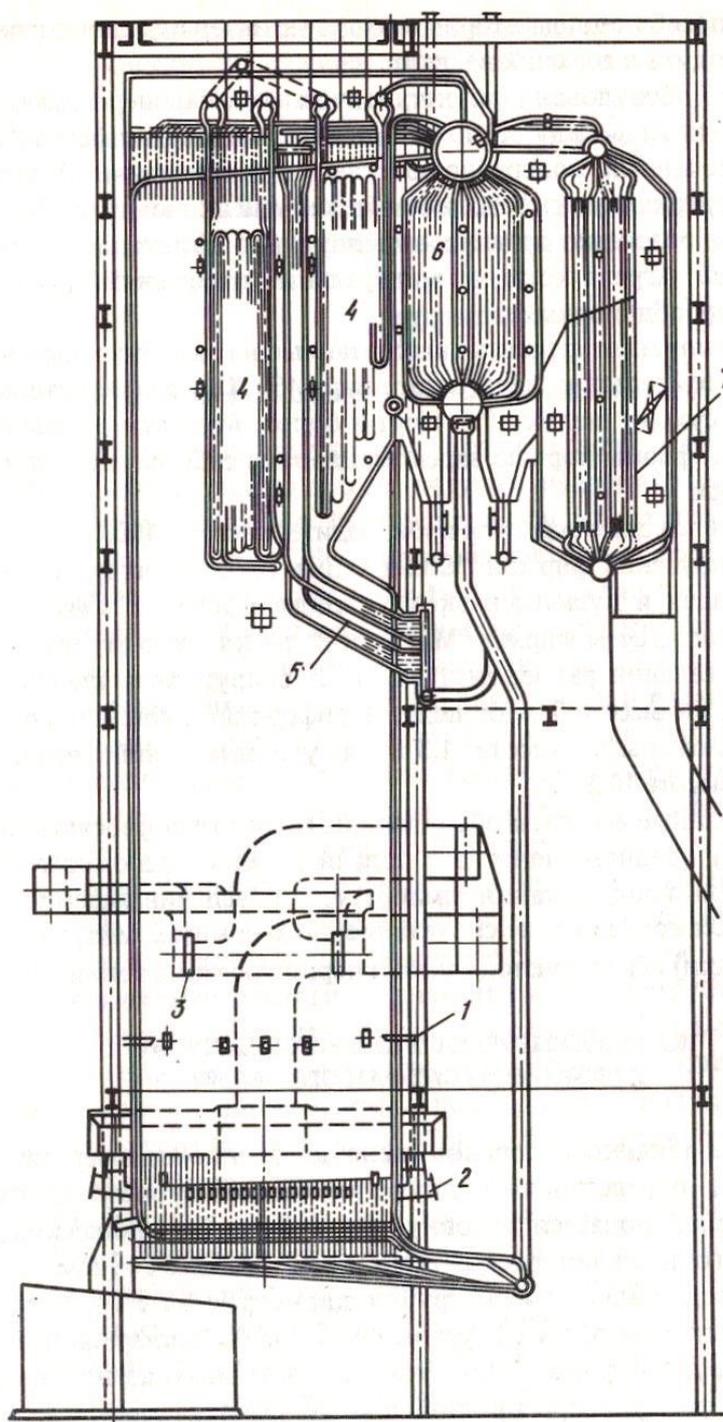


Рис. 21.3. Схема современного СРК фирмы «Мицубиси»

тельного топлива с целью поддержания температуры, обеспечивающей устойчивость процесса горения в эксплуатационном режиме. Мазутные форсунки (горелки) используются также в период розжига топki.

### **21.3. Основные реакции процессов сжигания и регенерации сульфатного щелока**

#### ***21.3.1. Кинетика процессов горения щелока***

Физико-химические свойства щелока обуславливают двухступенчатый процесс сжигания. Влажный щелок подается в топку при помощи механических форсунок низкого давления, расположенных на высоте 5–6 м от пода. Форсунка представляет собой трубку диаметром 10–15 мм, на выходном конце которой под углом 40–45 ° приварена отбойная пластинка круглой формы. При этом щелок на выходе из форсунки приобретает форму веерообразной пленки, распадающейся в последующем на капли различного размера. Характер процесса подсушки и сгорания щелока в значительной мере определяется аэродинамикой топочного процесса. В нижней активной зоне топki образуется восходящий поток газа, возникающего вследствие выгорания слоя огарка за счет подачи первичного дутья в количестве 60–70 % от общего расхода воздуха. Схема процесса сжигания щелоковых частиц следующая. Капли щелока, попадая в газовый поток, находятся в состоянии витания. При этом скорость их поступательного движения

$$\omega_{\Pi} = \omega_{\Gamma} - \omega_{\text{В}},$$

где  $\omega_{\Gamma}$ ,  $\omega_{\text{В}}$  – скорости соответственно восходящего потока газов и витания частиц.

Характер движения частиц в зоне газификации осложняется тем, что в процессе подсушки и выхода летучих веществ масса щелоковых частиц быстро уменьшается. Вместе с тем, как показывают исследования топочного процесса СРК, коксовые частицы в процессе выжига горючих веществ изменяются в объеме, приобретая пустотелую скорлупообразную форму. Указанные процессы приводят к уменьшению скорости витания частиц. С другой стороны, параллельно с выжигом горючих веществ происходит оплавление минеральной части щелока, повышающее плотность частиц и скорость их витания. В результате совокупности протекающих процессов движение частиц приобретает пульсирующий характер в потоке газов. Изучение топочных процессов СРК, а также опыт их эксплуатации показывают, что основная масса ококсованных частиц щелока падает на слой огарка и медленно сгорает в нем.

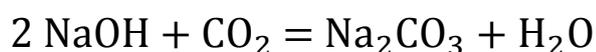
В зависимости от начального диаметра в топочном объеме частицы подвергаются различной степени ококсованности. Из мелких частиц происходит полное выделение и сгорание горючих веществ в объеме. Более крупные частицы подвергаются полуккоксованию с частичным выгоранием летучих веществ. При этом на слой огарка падают полуккоксовые частицы, догорающие в слое.

Схема процесса подсушки и воспламенения частиц диаметром 1–5 мм представляется в следующем виде. Влажные частицы,

попадая в восходящий газовый поток, подсушиваются при углублении поверхности испарения влаги, образуя снаружи сухой слой, из которого выделяются летучие горючие вещества. Воспламенение частиц происходит при температуре поверхности 300–400 °С, когда толщина сухого слоя равна примерно половине их радиуса.

### ***21.3.2. Основные реакции с минеральной частью щелока в процессе его сжигания***

При сжигании сульфатного щелока возникают процессы пиролиза органических веществ, сопровождаемые карбонизацией щелочи и выжиганием углерода, протекающих совместно с восстановлением сульфата (рис. 21.4). В составе минеральной части черного щелока в основном содержится связанная щелочь, которая в процессе пиролиза и выжигания органических веществ подвергается карбонизации:



При этом могут протекать реакции с образованием сульфата, тиосульфата, сульфита натрия и других минеральных солей. Тепловой эффект карбонизации свободной щелочи по приведенной реакции равен 2100 кДж/кг.

Однако при карбонизации щелочи, связанной с органической частью, значительная доля выделяемой теплоты тратится на реакцию разложения (пиролиз). В процессе пиролиза сульфатного щелока выделяются различные органические и серосодержащие летучие соединения, которые в большей части сгорают в топочном

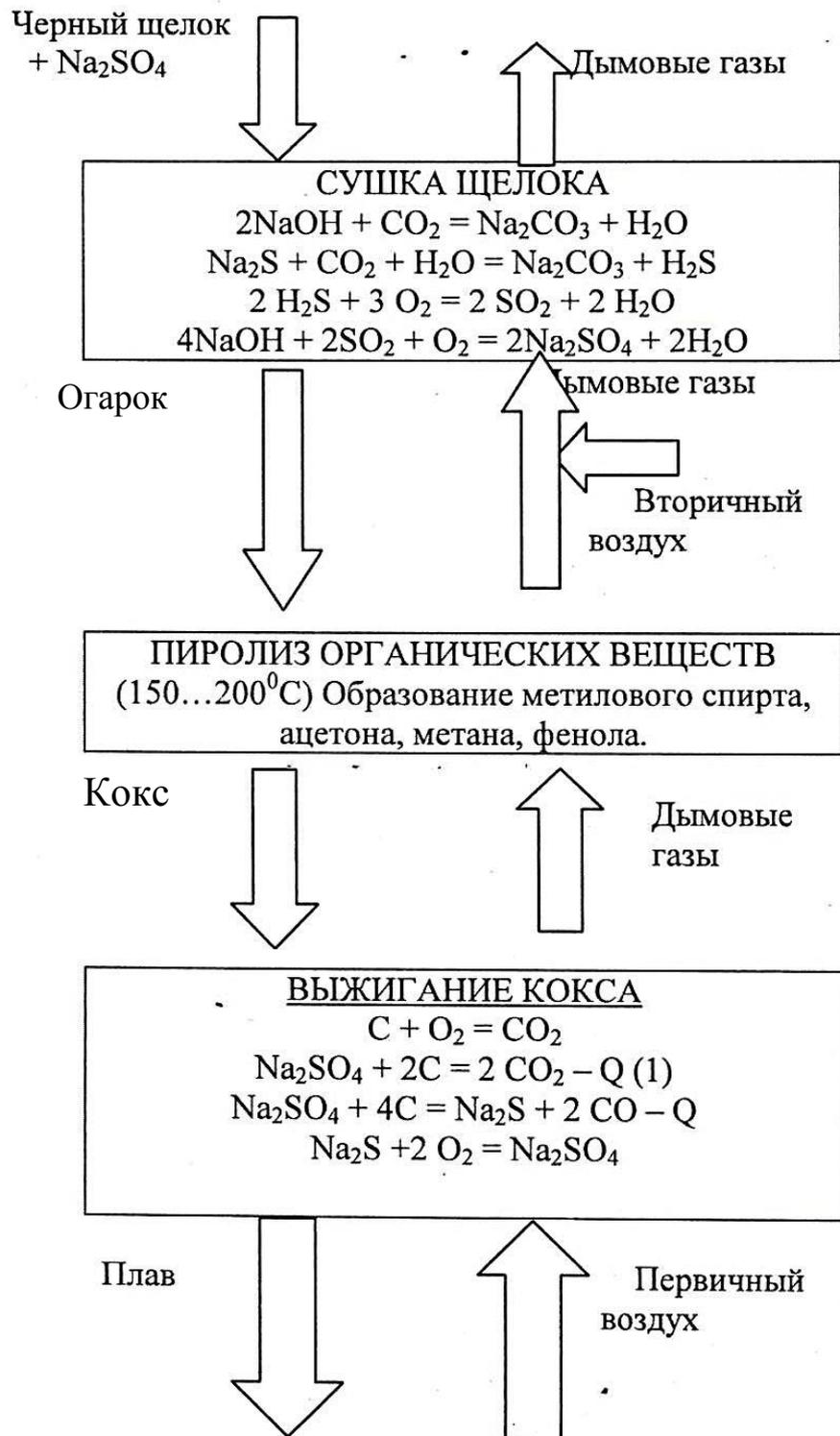


Рис. 21.4. Химические реакции при горении сульфатного щелока

объеме. Карбонат натрия, частично содержащийся в черном щелоке, в процессе сжигания не претерпевает существенных изменений.

Наиболее медленно протекает реакция восстановления сульфата натрия, частично содержащегося в исходном щелоке и частично добавляемого для восполнения потерь серы. При этом в зависимости от состава газовой среды, непосредственно в щелоке могут протекать следующие реакции, кДж/(г · моль):



При полном окислении CO в результате второй и третьей реакции конечными продуктами также являются сульфид натрия и углекислый газ CO<sub>2</sub>. Приведенные величины теплового эффекта реакций являются итоговыми, слагающимися из затрат теплоты на восстановление сульфата и тепловыделения при окислении углерода. Реакция карбонизации щелочи протекает довольно быстро, в то время как восстановление сульфата является медленной реакцией, продолжительность которой составляет 20–30 мин.

### ***21.3.2. Процессы восстановления сульфата натрия в слое огарка***

В слое огарка происходит в основном восстановление сульфата по второй реакции. При этом на 1 кг сульфата расходуется 0,34 кг углерода. На слой огарка падают полукоксовые частицы, содержащие значительное количество горючих летучих веществ. Активное горение

происходит на поверхности слоя огарка, куда подается первичный воздух, в то время как остающаяся часть углерода расходуется на восстановление сульфата. Так как воздух подводится при помощи сопел, расположенных на стенах топки, то проникновение его в центральную часть слоя огарка затруднено. Кроме того, в центре топки значительно снижена концентрация кислорода в воздушных струях. Вследствие этого поверхность слоя огарка принимает выпуклую форму.

Оптимальная скорость воздуха на выходе из сопел составляет 30–40 м/с, максимальная высота подушки огарка – 1,5–2,0 м. Повышение скорости воздуха снижает высоту слоя огарка, но приводит к увеличению уноса химикатов из топки. Из-за специфики процесса горения в слое, протекающего практически без доступа воздуха, высота слоя определяется скоростью реакции восстановления сульфата. Падающие на слой ооксованные частицы подвергаются на его поверхности воздействию воздушных струй, где происходит выгорание летучих веществ и частично углерода. Над слоем огарка и в его поверхностном слое происходит также карбонизация щелочи.

Существенное влияние на эффективность процесса горения и кинетику химических реакций регенерации минеральной части оказывает распределение воздуха по отдельным зонам. Максимальная степень восстановления сульфата получается при подаче первичного воздуха в количестве 60–70 % от теоретически необходимого расхода.

## **21.4. Материальный и тепловой балансы топочного процесса**

### ***21.4.1. Материальный баланс***

Теоретический расход воздуха на 1 кг сухого щелока (полное сгорание при  $\alpha_T = 1$ ;  $\alpha_T$  – избыток воздуха в топке), м<sup>3</sup>/кг:

$$V_B^0 = 8,89 (C^c + 0,375 S_{op}^c) + 26,5 H^c - 3,33 O^c.$$

Теоретический объем продуктов сгорания рассчитывается с учетом образования углекислого газа при восстановлении сульфата и карбонизации щелока. Объем сухих трехатомных газов  $RO_2 = CO_2 + SO_2$  следует рассчитывать по полному содержанию углерода в сухом щелоке за вычетом  $CO_2$ , пошедшего на карбонизацию щелочи,  $m^3/kg$ :

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 (C^c + 0,375 S_{op}^c) - 0,29 a_{щ},$$

где  $a_{щ}$  – массовая доля NaOH в сухом щелоке; 0,29 – стехиометрический коэффициент.

$$\text{Объем азота } V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0.$$

Объем водяных паров с учетом пара, образующегося при карбонизации щелочи и вносимого воздухом,

$$V_{H_2O}^0 = 11,1 H^c + 1,24 u^c + 0,016 V_B^0 + 0,178 a_{щ}.$$

Теоретический объем дымовых газов, получаемый при  $\alpha_T = 1$ ,

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0.$$

Объем газов при  $\alpha_T > 1$ :

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 0,016(\alpha_T - 1) V_B^0 + (\alpha_T - 1) V_{H_2O}^0.$$

Объемные доли трехатомных газов

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_{\Gamma}; \quad r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_{\Gamma}.$$

Расход воздуха в зоне газификации

$$V_B = 4,45 C^c + 8,89 C^{c,\Gamma} + 3,33 S_{op}^c + 26,5 H^c - 3,33 O^c,$$

где  $C^c$ ,  $C^{c,\Gamma}$  – количество соответственно газифицируемого и сгорающего углерода,  $kg/kg$ .

Объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг, полугазового процесса определяется по соотношениям:

сухих трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866(C^c + C^{c.\Gamma} + 0,375 S_{\text{op}}^c) - a_{\text{щ}};$$

окси углерода  $V_{\text{CO}} = 1,866 C^c$ ;

азота  $V_{\text{N}_2} = 0,79 V_{\text{B}}$ ;

общий объем продуктов сгорания

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{CO}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}.$$

#### ***21.4.2. Тепловой баланс котельного агрегата***

При двухступенчатом подводе воздуха организуется двузонный топочный процесс. В нижней зоне над слоем огарка возникает полугазовый процесс. Адиабатная температура процесса газификации при отсутствии подачи мазута определяется по формуле

$$t_a^{\Gamma} = \frac{Q_{\text{эф}}^{c.\Gamma}}{\Sigma V_{\Gamma}^{\Gamma} c_{\Gamma}},$$

где  $C_{\Gamma}$  – средняя удельная теплоемкость дымовых газов.

Теплота газификации органической массы, кДж/кг, содержащейся в 1 кг сухого щелока, составляет

$$Q_{\text{эф}}^{c.\Gamma} = 33700 C^{c.\Gamma} + 10250 C^{\Gamma} + \left( H^c + \frac{O^c}{8} \right) + \\ + 11100 S_{\text{op}}^c + 2260 H^c.$$

Адиабатная температура горения щелока при полном сгорании и  $\alpha_T > 1$ :

$$t_a^\Gamma = \frac{Q_{\text{эф}}^{\text{ВЛ}} + (C_{\text{с.щ}} + C_w u) t_{\text{щ}} + \alpha_T V_B^0 C_B t_{\text{н.в}}}{\sum V_\Gamma^\Gamma C_\Gamma},$$

где  $C_{\text{с.щ}}$ ,  $C_B$ ,  $C_w$  – удельные теплоемкости соответственно сухого щелока, воздуха и воды;  $t_{\text{н.в}}$ ,  $t_{\text{щ}}$  – температура соответственно нагретого воздуха и подаваемого щелока.

Работа СРК по использованию теплоты, внесенной в его топку, оценивается теплотехническим и технологическим коэффициентами полезного действия. При определении теплотехнического КПД агрегата полезно использованной теплотой принято считать теплоту, израсходованную на генерацию пара, а при определении технологического КПД, кроме того, и теплоту, израсходованную на испарение влаги и перегрев водяных паров, физическую теплоту плава, теплоту на плавление минеральных солей и теплоту на эндотермическую реакцию восстановления сульфата натрия.

Уравнение теплового баланса энерготехнологического содорегенерационного котельного агрегата, кДж/кг, имеет вид

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$

или в процентах от теплоты, внесенной в топку со щелоком и воздухом,

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8 = 100 \%.$$

Здесь принято:

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_p} 100 \% ; q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} 100 \% ; q_3 = \frac{Q_3}{Q_p} 100 \% ;$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p} 100 \% ; q_5 = \frac{Q_5}{Q_p} 100 \% ; q_6 = \frac{Q_6}{Q_p} 100 \% ;$$

$$q_7 = \frac{Q_7}{Q_p} 100 \% ; q_8 = \frac{Q_8}{Q_p} 100 \% ;$$

где  $Q_p^p$  – количество теплоты, получаемой в топке при сжигании 1 кг рабочей массы щелока (располагаемая теплота);  $Q_1$  и  $q_1$  – полезно израсходованная теплота на генерацию пара и нагрев воды для продувки котла;  $Q_2$  и  $q_2$  – физическая теплота, теряемая с уходящими газами в атмосферу;  $Q_3$  и  $q_3$  – потеря теплоты из-за химической неполноты сгорания органической массы щелока;  $Q_4$  и  $q_4$  – потеря теплоты из-за механической неполноты сгорания органической массы щелока (теплота несгоревшего углерода, содержащегося в плаве, и уносе),  $Q_5$  и  $q_5$  – потеря теплоты в окружающую среду наружными поверхностями топки, газоходов, трубопроводов в пределах СРК;  $Q_6$  и  $q_6$  – физическая теплота плава (жидкого плава);  $Q_7$  и  $q_7$  – расход теплоты на плавление минеральных солей;  $Q_8$  и  $q_8$  – расход теплоты на реакции восстановления сульфата натрия.

#### *Располагаемая теплота*

Располагаемую теплоту (сумма приходных статей теплового баланса СРК), кДж/кг, определяют по формуле

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_B + Q_{щ} + Q_{п},$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания щелока или средневзвешенная теплота при совместном сжигании щелока с мазутом или газом;

$Q_B$  – количество теплоты, вносимой в топку с воздухом, подогретым в калорифере;  $Q_{щ}$  – физическая теплота, вносимая в топку с нагретым щелоком;  $Q_{п}$  – физическая теплота, вносимая в топку с паром при паровом распыливании мазута и обдувке котла.

Теплота, вносимая в топку с воздухом, кДж/кг,

$$Q_B = \alpha_T V_B^0 C_B (t_K'' - t_K'),$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в топке;  $V_B^0$  – теоретический расход воздуха при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг;  $C_B$  – теплоемкость воздуха при его средней температуре, кДж/(м<sup>3</sup> · °С);  $t_K'$ ,  $t_K''$  – температура воздуха перед калорифером и за ним, °С.

Теплоемкость воздуха, кДж/(м<sup>3</sup> · °С), определяют по формуле

$$C_B = C_{с.в} + 0,0016 d^{вл} C_{в.п},$$

где  $C_B$ ,  $C_{в.п}$  – теплоемкость сухого воздуха и водяного пара;

$d^{вл}$  – содержание водяных паров в воздухе, г/кг сухого воздуха.

Физическая теплота щелока, кДж/кг,

$$Q_{щ} = C_{щ} t_{щ},$$

где  $C_{щ}$  – теплоемкость щелока, кДж/(м<sup>3</sup> · °С),  $t_{щ}$  – температура щелока, °С.

Теплоемкость щелока, кДж/(м<sup>3</sup> · °С), в зависимости от его влажности определяют по формуле

$$C_{щ} = 4,11 - 0,0218 (100 - W^p),$$

где  $W^p$  – относительная влажность щелока, %.

Физическая теплота, вносимая с паром для распыливания мазута, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{п} = D_{п} (i_{п} - 600),$$

где  $D_{п}$  – расход пара на распыливание сжигаемого мазута, кг/кг;

$i_{п}$  – энтальпия пара, кДж/кг.

*Полезная теплота, затраченная в котле на превращение воды в перегретый пар,*

Полезная теплота, затраченная в содорегенерационном котельном агрегате, кДж/кг, определяется по уравнению вида

$$Q_{п.п} = D_{п.п} (i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{н.п} (i_{н.п} - i_{п.в}) + \\ + D_{пр} (i_{к.в} - i_{п.в}),$$

где  $D_{п.п}$ ,  $D_{н.п}$  – расход соответственно перегретого и насыщенного пара, отбираемого из котла к потребителям, кг/ч;  $D_{пр}$  – расход продувочной воды из барабана котельного агрегата, кг/ч.

$D_{пр} = 0,01 p D_{п.п}$ ;  $p$  – непрерывная продувка котельного агрегата,  $p \cong 2\%$ ;  $i_{п.п}$ ,  $i_{н.п}$ ,  $i_{к.в}$ ,  $i_{п.в}$  – энтальпии соответственно перегретого пара, насыщенного пара, котловой воды, питательной воды, кДж/кг.

### *Потери теплоты с уходящими газами*

Потери теплоты с уходящими газами, кДж/кг, определяют по формуле

$$Q_2 = Q_{\text{ух}} - Q_{\text{в}};$$

$$Q_{\text{ух}} = (V_{\text{с.г}} C_{\text{с.г}} + V_{\text{в.п}} C_{\text{в.п}} + \frac{M^{\text{р}} a_{\text{уН}} C_{\text{уН}}}{100}) t_{\text{ух}},$$

где  $V_{\text{с.г}}$ ,  $V_{\text{в.п}}$  – объем сухих газов и водяных паров при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг;  $C_{\text{с.г}}$ ,  $C_{\text{в.п}}$  – теплоемкость сухих газов и водяных паров, кДж/(м<sup>3</sup> · °С);  $M^{\text{р}}$  – минеральная часть щелока, %;  $a_{\text{уН}}$  – унос химикатов, %;  $C_{\text{уН}}$  – теплоемкость уносимых химикатов, кДж/(м<sup>3</sup> · °С);  $t_{\text{ух}}$  – температура уходящих газов, °С.

Потери теплоты с уходящими газами, кДж/кг,

$$Q_{\text{ух}} = (V_{\text{с.г}} C_{\text{с.г}} + V_{\text{в.п}} C_{\text{в.п}} + 0,00083) t_{\text{ух}}.$$

Теплота с воздухом, поступившим в топку и газоходы СРК, кДж/кг, (при  $d^{\text{вл}} = 10$  г/кг сухого воздуха) определяется по уравнению

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{ух}} V_{\text{в}}^0 t_{\text{в}} (C_{\text{с.в}} + 0,016 C_{\text{в.п}}),$$

где  $\alpha_{\text{ух}}$  – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

$V_{\text{в}}^0$  – теоретический расход воздуха при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг;  $t_{\text{в}}$  – температура холодного воздуха, °С.

### *Потери теплоты с химической и механической неполнотой сгорания щелока*

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания щелока, кДж/кг, определяют по формуле

$$Q_3 = (126,54 \text{ CO} + 358,25 \text{ CH}_4 + \\ + 112,25 \text{ H}_2 + 231,92 \text{ H}_2\text{S}) V_{c.g.},$$

где CO, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S – содержание горючих газов в продуктах сгорания (выражено в процентах от объема дымовых газов).

Потери теплоты с механическим недожогом, кДж/кг, можно рассчитать по формуле

$$Q_4 = Q_4^{\text{ун}} + Q_4^{\text{пл}},$$

где  $Q_4^{\text{ун}}$  – потери теплоты из-за механического недожога с уносом;

$Q_4^{\text{пл}}$  – потери теплоты из-за механического недожога органических веществ плава

$$Q_4^{\text{ун}} = 32,807 K_{\text{ун}} V_{\Gamma} \frac{C_{\text{ун}}}{100 - C_{\text{ун}}};$$

$$Q_4^{\text{пл}} = \frac{B_{\text{пл}}}{B_{\text{щ}}^c} \cdot \frac{100}{100 - W^p} \cdot \frac{C_{\text{пл}}}{100 - C_{\text{пл}}} 32807,$$

где  $K_{\text{ун}}$  – концентрация химикатов в уходящих газах, г/м<sup>3</sup>;  $V_{\Gamma}$  – объем уходящих газов при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг;  $C_{\text{ун}}$  и  $C_{\text{пл}}$  – содержание горючих веществ в уносе и плаве, %; 32807 – количество теплоты, выделяющейся при сжигании 1 кг углерода, кДж/кг.

#### *Потери теплоты в окружающую среду*

Потери теплоты от наружного ограждения через внешние поверхности котельного агрегата невелики и с ростом

номинальной производительности  $D_{\text{ном}}$  уменьшаются (не превышают  $q_5 = 1 \%$ ).

### *Физическая теплота плава*

Физическая теплота плава, кДж/кг, определяется по формуле [66]:

$$Q_6 = 1,131 \frac{B_{\text{пл}}}{B_{\text{щ}}^p} t_{\text{пл}} = 1,131 \frac{B_{\text{пл}} (100 - W^p)}{B_{\text{щ}}^p 100} t_{\text{пл}},$$

где  $B_{\text{пл}}$ ,  $B_{\text{щ}}^p$  – часовой расход плава и сухой массы щелока, кг/ч;

$t_{\text{пл}}$  – температура плава, вытекающего из топки, °С; 1,131 – теплоемкость плава, кДж/(м<sup>3</sup> · °С).

### *Теплота, затраченная на плавление минеральных солей,*

Теплота плавления, кДж/кг, для химикатов составляет:  
 NaOH – 167,6; Na<sub>2</sub>S – 62,01; Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub> – 358,25; Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> – 257,7.

Расход теплоты на плавление

$$Q_7 = \frac{B_{\text{пл}} (100 - W^p)}{B_{\text{щ}}^p 100} (167,6 a_1 + 62,01 a_2 + \\ + 358,25 a_3 + 257,7 a_4),$$

где  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – массовая доля, %, в плаве едкого натра, сульфида, карбоната, сульфата натрия.

### Расход теплоты на восстановление сульфата натрия в сульфид

Количество восстановленного сульфата натрия может быть определено по разности между количеством сульфида, находящегося в плаве, и количеством сульфида, внесенного с черным щелоком. Тогда имеем, кДж/кг,

$$Q_8 = \left( \frac{B_{\text{пл}}}{B_{\text{щ}}^{\text{p}}} \cdot \frac{\text{Na}_2\text{S}}{100} - 2,44 \frac{S_{\text{сд}}^{\text{p}}}{100} \right) 1,82 \cdot 7123 =$$
$$= 129,64 \left[ \frac{B_{\text{пл}}}{B_{\text{щ}}^{\text{p}}} (\text{Na}_2\text{S})_{\text{пл}} - 2,44 S_{\text{сд}}^{\text{p}} \right],$$

где  $(\text{Na}_2\text{S})_{\text{пл}}$  – содержание сульфида в плаве, %;  $B_{\text{щ}}^{\text{p}}$  – расход рабочей массы черного щелока, кг/ч;  $S_{\text{сд}}^{\text{p}}$  – содержание сульфидной серы в рабочей массе топлива, %.

На основании обратного баланса технологический коэффициент полезного действия брутто, %, рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{T}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8).$$

Этот же КПД, %, может быть подсчитан по прямому балансу:

$$\eta_{\text{T}}^{\text{бр}} = \frac{Q_1}{B_{\text{T}}^{\text{p}} Q_{\text{p}}^{\text{p}}} 100.$$

Расход щелока, кг/ч, на содорегенерационный котельный агрегат

$$B_{\text{T}}^{\text{p}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{p}}^{\text{p}} \eta_{\text{T}}^{\text{бр}}}.$$

Тепловое напряжение топочного объема, кВт/м<sup>3</sup>,

$$q_V = \frac{B_T^p Q_p^p}{V_T}.$$

## 21.5. Особенности процессов сжигания и регенерации сульфатного щелока

### *21.5.1. Схема топочных процессов в современных СРК*

Особенности сжигания сульфатного щелока определяются его специфическими физико-химическими свойствами. Легкоплавкость минеральных веществ и длительность реакции восстановления сульфата натрия обуславливают двузонный факельно-слоевой процесс сжигания. При сжигании обычных видов топлива в камерных топках топливо и воздух вводятся в нижнюю часть топки совместным потоком при помощи горелок. Совместная сосредоточенная подача топлива и воздуха способствует тому, что основное ядро выгорающего факела возникает в нижней части топки. В основном объеме топки имеет место восходящий газовый поток, в котором происходит дожигание горючих веществ. Данная аэродинамическая схема способствует повышению устойчивости воспламенения и горения топлива. Существенное влияние на устойчивость топочного процесса при сжигании высоковлажного топлива оказывает температура подаваемого воздуха, которая в современных конструкциях достигает 500–550 °С.

В СРК применяется рассредоточенная подача щелока и воздуха. При этом основная часть горючих веществ сгорает в зоне

подвода воздуха и жидкого щелока, в которой газоздушный поток и щелок движутся по противоточной схеме. Данная схема обуславливает ряд специфических недостатков, которые сводятся к следующему.

Рассредоточенная подача щелока и воздуха ухудшает условия их взаимного перемешивания, что приводит к снижению устойчивости воспламенения и интенсивности процесса горения. Периферийный подвод воздуха с низкими скоростями не обеспечивает его проникновения в центральную часть топki, что вызывает возникновение на выходе из топki значительного химического и механического недожога горючих веществ.

Данная аэродинамическая схема подвода воздуха и щелока обуславливает довольно низкие удельные тепловые напряжения топчного объема и способствует выносу мелких окислованных щелоковых частиц за пределы активной зоны горения, что связано с увеличением потери химикатов и недожогом топлива.

Агрегаты оборудованы паровыми калориферами, в которых осуществляется нагрев воздуха до сравнительно низкой температуры 140–180 °С. Достигаемая при этом температура в зоне воспламенения щелока не обеспечивает устойчивого процесса горения, особенно при повышении влажности и уменьшении расхода щелока. В целях поддержания необходимого температурного уровня применяют сжигание вспомогательного топлива (газа или мазута).

Существуют и другие отрицательные факторы, характерные для применяемых в настоящее время СРК, оборудованных топками с рассредоточенной подачей воздуха и щелока. Указанные

недостатки в значительной мере устраняются при применении вихревого метода сжигания щелока.

В энергетике находят применение вихревые топки для сжигания пылевидных топлив.

### ***21.5.2. Вихревая топка для сжигания щелока***

На кафедре промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД разработана [28] вихревая топка для сжигания сульфатного щелока (рис. 21.5), основанная, на принципе организации двойного вихревого движения газоздушного потока.

В основу конструкции положена топка с пережимом поперечного сечения на высоте 5–6 м от пода. На нижних выступах расположены эжекционные воздушные сопла прямоугольного сечения. На боковых стенах топочной камеры на 1 м ниже воздушных сопел установлены щелоковые форсунки. Воздушные сопла наклонены к горизонтальной плоскости под углом 65–75°. Основная часть воздуха подается через данные сопла. На уровне 1 м пода над слоем огарка размещены вспомогательные регулирующие сопла, в которые попадает 20–25 % воздуха от общего расхода.

В условиях пересекающихся струй щелока создается целенаправленное регулирование времени нахождения частиц в топочном объеме в соответствии с их дисперсностью.

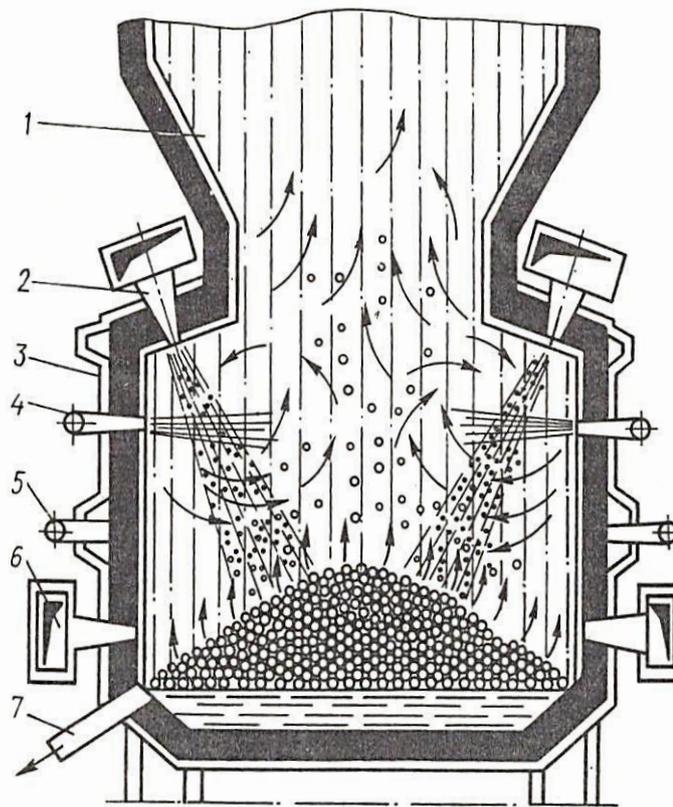


Рис. 21.5. Вихревая топка для сжигания сульфатного щелока:

- 1* – топочная камера; *2* – основные воздушные сопла;
- 3* – нижние выступы пережима; *4* – щелочные форсунки;
- 5* – мазутные форсунки; *6* – регулирующие воздушные сопла;
- 7* – летка для слива плава

Воздух, подаваемый в топку при помощи основных наклонных сопел, пересекает щелочные струи и увлекает на слой огарка мелкие капли щелока, не требующие длительного времени на подготовку к воспламенению. Крупные капли по инерции движутся в центральную зону топочного объема, где они медленно опускаются вниз в восходящем потоке газов. Подача воздуха

непосредственно к корню щелоковых струй обеспечивает быстрое образование смеси из топлива и воздуха и подготовку ее к воспламенению. Воспламенению смеси способствует также подсос нагретых продуктов сгорания из топочного объема за счет эжектирующего действия воздушных струй, увеличивающего также скорость основного восходящего газового потока и интенсифицирующего процесс горения. Вследствие поворота продуктов сгорания в нижней части топки создается U-образное движение факела, в результате чего возникает сепарация мелких частиц щелока из газового потока и осаждение их на поверхности огарка, что приводит к существенному снижению выноса минеральных солей из топочного объема.

Данная аэродинамическая схема создает также благоприятные условия для восстановления сульфата в слое огарка, так как на его поверхности существенно снижается концентрация кислорода в газоздушном потоке. Вследствие естественной сепарации частиц щелока в пересекающихся струях и эжектирующего действия основного воздушного потока создаются условия для снижения механического и химического недожога горючих веществ, а также уменьшения уноса химикатов.

## 21.6. Влияние вредных выбросов на экологию

Основными источниками загрязнения окружающей среды на предприятиях ЦБП являются энергетические паровые котлы и СРК. К вредным выбросам СРК относятся: оксид углерода CO, сернистые газы SO<sub>2</sub> и SO<sub>3</sub>, оксиды азота N<sub>m</sub>O<sub>n</sub>, а также пылевидные выбросы.

Вредные газовые выбросы в СРК образуются в значительно бóльших количествах, чем в энергетических котлах, вследствие худшего режима сгорания щелока, который обусловлен сравнительно высокой влажностью щелока, низкой температурой нагрева воздуха и неудовлетворительной аэродинамической схемой топок.

В условиях эксплуатации СРК на испарительных поверхностях агрегатов образуются золотые отложения, увеличивающие аэродинамическое сопротивление, что в свою очередь обуславливает увеличение продуктов сгорания.

Достижение минимальных количеств вредных выбросов в СРК так же, как и в энергетических котлах, возможно на основе контроля и оптимизации режима топочного процесса.

В современных СРК специфической особенностью процесса горения черного щелока является большой вынос из топки пылевидных минеральных веществ, состоящих в основном из сульфата и карбоната натрия. Эти соединения имеют сравнительно низкую температуру плавления и отлагаются в основном в газоходах котла. В современных агрегатах улавливание пылевого уноса осуществляется с помощью электрофильтров. Для снижения в уходящих газах вредных газообразных веществ устанавливают промывные скрубберы, в которых дымовые газы подвергаются промывке распыленным щелочным раствором. Существенное снижение газовых и пылевидных выбросов было достигнуто в опытной эксплуатации СРК-200, оборудованного вихревой топкой.

## Глава 22. КОТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ СЖИГАНИЯ КОРЫ И ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ

В целях получения качественной продукции в целлюлозно-бумажной промышленности перед технологической переработкой древесины ее предварительно подвергают окорке на вращающихся барабанах, в которых под действием трения балансы освобождаются от коры. Получающиеся при этом корьевые отходы являются ценным вторичным топливом, которые по своим тепло-техническим свойствам не уступают некоторым видам натурального топлива. Элементарный состав коры близок к составу древесины. В коре, например, содержится 54,7 % углерода; 6,4 % водорода; 38,8 % кислорода; 6–7 % золы. Низшая теплота сгорания коры составляет 18,7 МДж/кг. Однако высокая влажность коры значительно снижает ее калорийность. Так, при влажности коры 50, 60, 70, 80 % низшая теплота сгорания соответственно составит 8,08; 5,96; 3,85; 1,72 МДж/кг.

Фракционный состав коры весьма неоднородный – от опилок до крупных отщепов и обломков древесины. Кроме того, в кору попадают металлические детали, кирпичи и другие инородные тела. Расход коры зависит от производительности окорочных барабанов и породы древесины. У ели и сосны кора составляет 8–12 % от объема древесины, а у березы и осины – 12–20 %. После окорочного барабана влажность коры достигает 80–85 %. С такой влажностью сжигание коры становится невозможным. Поэтому предварительно кора обезвоживается сначала механическим, а затем, если это необходимо, термическим способами. В последние

годы разрабатывается сухой способ окорки, при котором вместо воды в барабан подается пар.

Технологическая схема предварительной подготовки коры к сжиганию приведена на рис. 22.1.

Схема предварительной подготовки коры включает: магнитный сепаратор для удаления металлических предметов, механический пресс для отжима коры, корорубку для получения равномерного фракционного состава, сушилку.

Немагнитные инородные предметы удаляются инерционным способом. В промышленности для отжима воды из коры применяются валковые, винтовые, цепные и поршневые прессы.

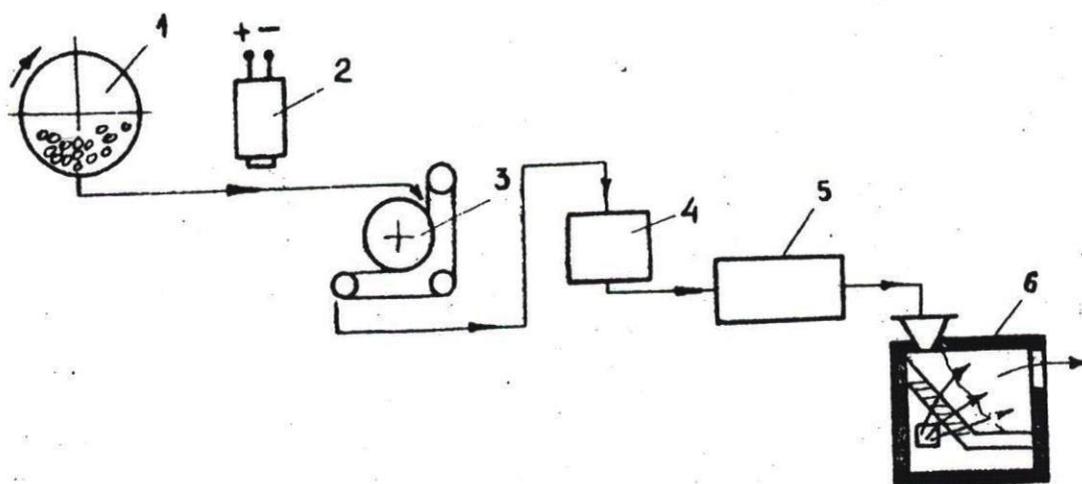


Рис. 22.1. Схема подготовки коры к сжиганию:

1 – окорочный барабан; 2 – магнитный сепаратор; 3 – коротжимной пресс; 4 – корорубка; 5 – сушилка; 6 – топочная камера парового котла

Испытания работы винтовых прессов показали, что влажность коры уменьшается от 85,7 до 56,7 %, а расход электроэнергии составляет 6,5–17 кВт на 1 т отжатой коры.

В современных котельных установках корьевые и древесные отходы сжигаются главным образом слоевым способом.

Особенность слоевого сжигания заключается в том, что при горении топливо лежит слоем определенной толщины на колосниковой решетке, через которую продувается нагретый воздух, необходимый для горения и газификации. Регулирование интенсивности горения производится путем изменения расхода дутьевого воздуха. При горении из слоя в топочное пространство выносятся продукты термического разложения коры и мелкие частицы топлива. Завершение их горения должно происходить в топочном пространстве над слоем.

На предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности для сжигания корьевых отходов устанавливаются котельные установки типа КМ-75-40 (рис. 22.2) с давлением перегретого пара 3,92 МПа и температурой пара 440 °С.

Предтопок оборудован наклонной неподвижной решеткой и горизонтальной подвижной чешуйчатой решеткой. Наклонная решетка служит для подсушки коры и сжигания, а горизонтальная решетка предназначена для дожигания коксового остатка и удаления золы. Неподвижная часть решетки разделена на два участка, один из которых имеет наклон несколько больший, чем второй. Это связано с изменением сыпучести в различные стадии горения. Под наклонную и горизонтальную решетки по нескольким коробам подается горячий воздух, обеспечивающий

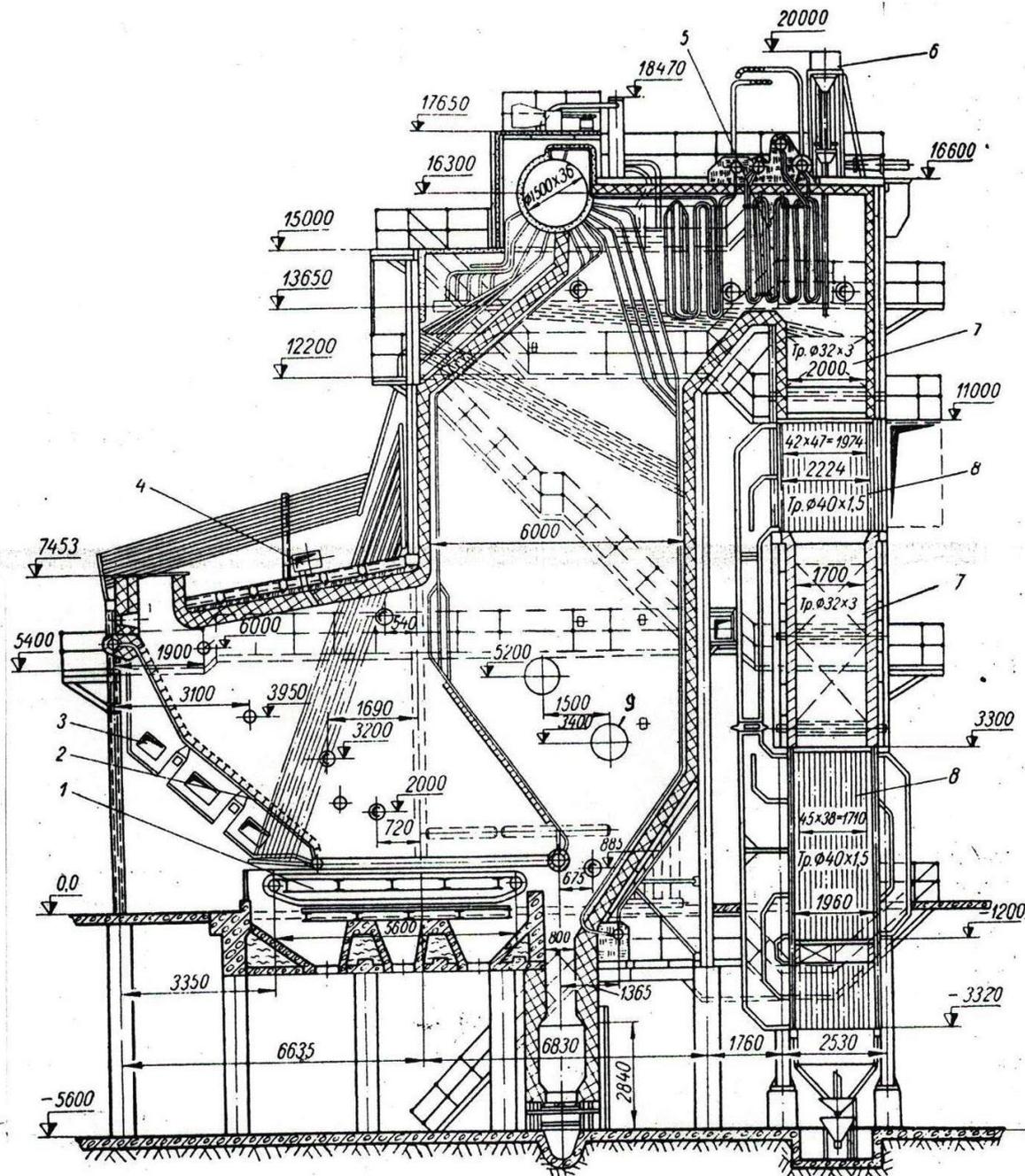


Рис. 22.2. Котельный агрегат КМ-75-40 с предтопком  
для сжигания коры:

1 – цепная подвижная решетка ЧР 5600–3100; 2 – наклонная неподвижная решетка; 3 – дутьевые зоны; 4 – сопла острого дутья; 5 – пароперегреватель; 6 – дробеструйная установка; 7 – водяной экономайзер; 8 – трубчатый воздухоподогреватель

подсушку, воспламенение и горение коры.

Предтопок и основная топочная камера разделены между собой газовой перегородкой, образованной трубами фронтального экрана. В верхней части предтопка экран фестонирован в трехрядный пучок, через который поступают дымовые газы из предтопка в основную камеру.

Воздух, подаваемый под наклонную решетку, нагревается до температуры 350–400 °С, а под механическую решетку – до 250 °С. Кора в предтопок подается по течкам из бункеров, оборудованных шнековыми питателями. Для стабилизации процесса горения коры в топочную камеру подается мазут с помощью форсунок или газомазутных горелок.

Нагнетаемый в топку воздух распределяется следующим образом: на острое дутье – 20 %, в предтопок и под наклонную решетку – 45 % (с температурой до 400 °С), под цепную решетку – 35 % (с температурой 250 °С). В первую и последнюю зоны цепной решетки поступает 5–7 % холодного воздуха. Расчетные коэффициенты избытка воздуха в топке приняты следующие: для коры  $\alpha_T = 1,4$ ; для мазута –  $\alpha_T = 1,25$ ; для газа  $\alpha_T = 1,4$ ; для смеси –  $\alpha_T = 1,35$ .

Эффективное сжигание твердого мелкозернистого (0–20 мм) топлива (коры и древесных отходов размером до 35 мм) может быть достигнуто при использовании принципа кипящего слоя.

*Кипящим* (псевдооживанным) называется слой мелкодисперсного материала, продуваемый снизу вверх потоком какого-

либо газа со скоростью, превышающей предел устойчивости плотного слоя, но недостаточной для выноса частиц из слоя.

Если в камере сгорания установить решетку (рис. 22.3, а), на которую поместить слой угля, и к решетке подать в небольшом количестве воздух, то после предварительного разогрева слоя начнется горение топлива с поверхности с выделением газообразных продуктов сгорания.

При восплавлении сгорающего топлива, т. е. при непрерывной подаче топлива, на решетке будет поддерживаться фиксированный горячий слой (слоевое сжигание топлива). При подаче воздуха под решетку плотный слой при определенных скоростях

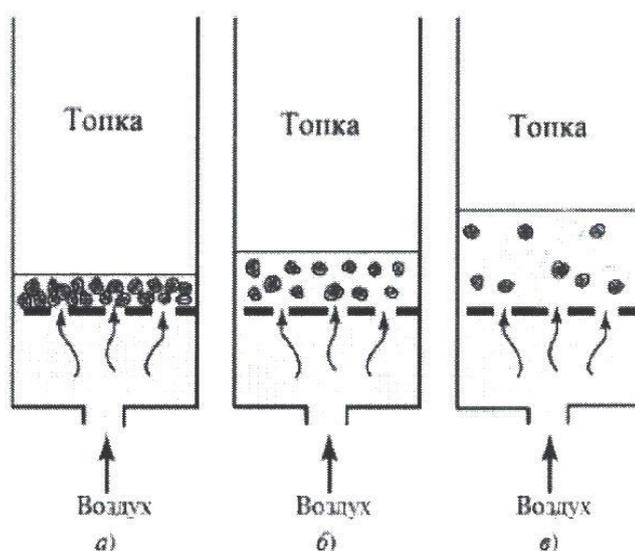


Рис. 22.3. Изменение кипящего слоя при различной скорости воздуха, подаваемого для горения:

*а* – при слоевом сжигании топлива; *б* – кипящий слой при скорости воздуха меньше  $W_{кр1}$ ; *в* – кипящий слой при скорости воздуха от  $W_{кр1}$  до  $W_{кр2}$  (стационарный «пузырьковый» кипящий слой)

воздуха начнет расширяться, и при некотором дальнейшем увеличении скорости частицы приходят в движение.

Объем слоя в результате этого увеличивается в 1,2–1,8 раза в зависимости от интенсивности дутья и размера частиц топлива. Сопротивление кипящего слоя с изменением интенсивности дутья не изменяется, потому что при этом увеличивается расстояние между частицами, т. е. увеличивается проходное сечение для газа. Частицы топлива совершают возвратно-поступательное движение по высоте слоя, превращая слой топлива в подобие кипящей жидкости.

На частицы топлива, находящегося на решетке, будет действовать скоростной напор, который будет противодействовать силе тяжести, действующей на каждую частицу топлива. При некоторой скорости воздуха частицы топлива окажутся во взвешенном состоянии в подъемном потоке воздуха, а толщина горящего слоя возрастает (рис. 22.3, б). Переход неподвижного слоя в кипящий происходит при такой скорости оживающего агента, когда гидродинамическое давление потока  $P$  уравнивает силу тяжести  $G$ , действующую на частицы (рис. 22.3, в). Минимальную скорость, при которой начинается псевдооживление, называют *первой критической скоростью*  $W_{кр1}$ . Сопротивление кипящего слоя с изменением интенсивности дутья не изменяется, потому что при этом увеличивается расстояние между частицами, т. е. увеличивается проходное сечение для газа.

При еще большей скорости воздуха подъемная сила, действующая на частицы топлива, возрастает настолько, что частицы не успевают сгорать, вырываются из кипящего слоя,

видимый слой исчезает, и при достижении условия  $P > G$  частицы начинают выноситься из слоя. Скорость, при которой аэродинамическая сила становится равной силе тяжести частиц топлива, называется *второй критической скоростью*  $W_{кр2}$ . Для кипящего слоя характерен линейный закон падения давления по высоте. Сопротивление в кипящем слое пропорционально его высоте и плотности «кипящего» слоя материала.

На рис. 22.4 представлен экранированный предтопок «кипящего слоя» для котла КМ-75-40 конструкции ООО «ИНЭКО».

Схема организации процесса горения – двухступенчатая.

В качестве первой ступени используются топки с кипящим слоем, где проводится интенсивная и глубокая тепловая подготовка топлива: прогрев, подсушка и выделение высокотемпературных горючих газов.

Второй ступенью топки с кипящим слоем является камера дожигания горючего газа, выделяемого кипящим слоем, и содержащихся частиц термически подготовленного уноса.

Реальные топочные устройства работают со скоростями от  $W_{кр1}$  до  $W_{кр2}$ . Кусочки топлива в кипящем слое интенсивно обдуваются воздухом, что способствует высокой скорости их выжигания. По мере выгорания мелкие частицы выносятся в объем топки и там сгорают.

Различают топки с обычным, или *стационарным*, кипящим слоем (когда скорость в нем близка к  $W_{кр1}$ ) и топки с *циркулирующим* кипящим слоем (когда скорость близка к  $W_{кр2}$ ).

В топках с кипящим слоем количество горючего материала составляет обычно меньшую долю от массы слоя, основу

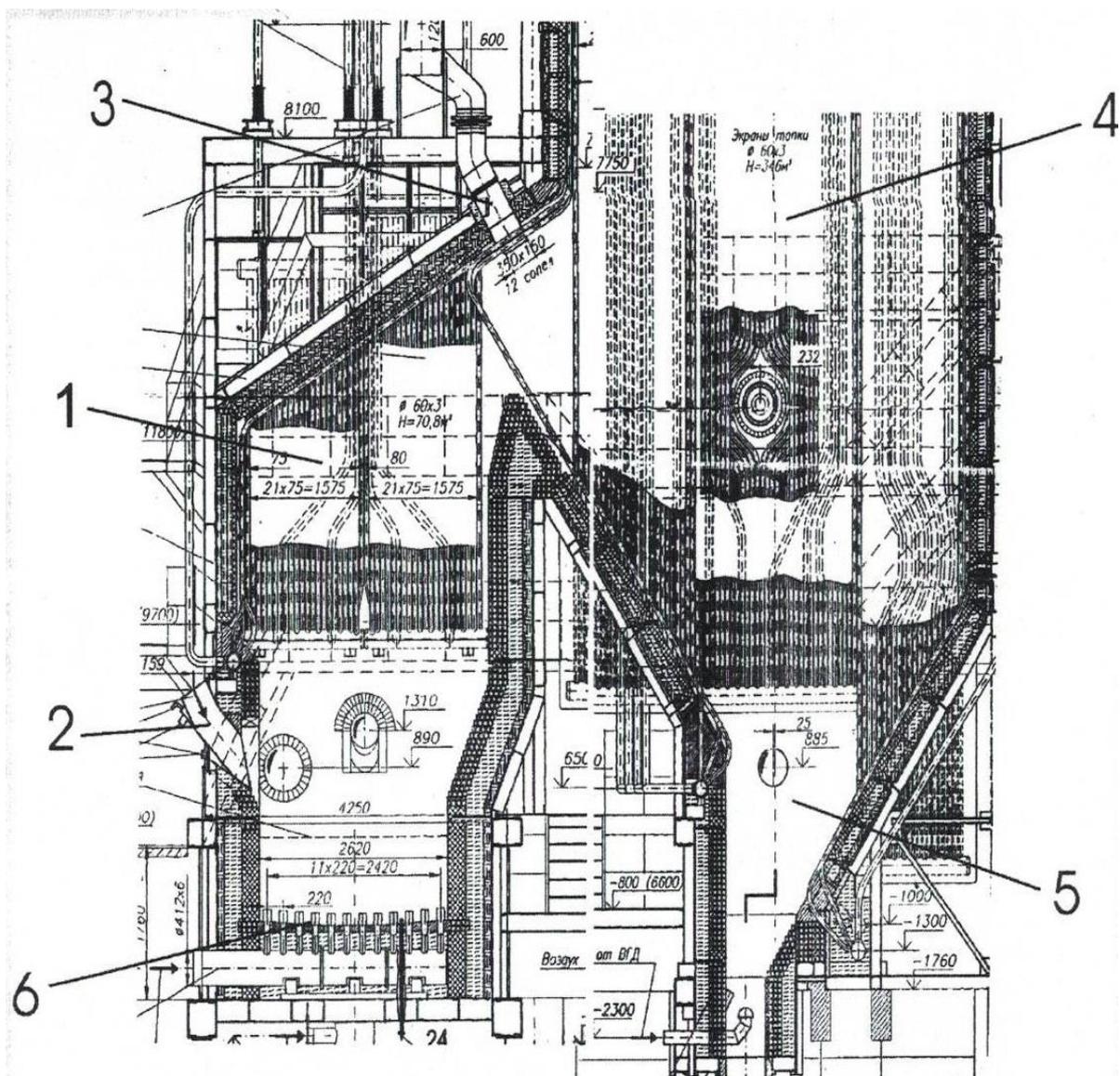


Рис. 22.4. Экранированный предтопок кипящего слоя к паровому котлу КМ-75-40:

- 1 – предтопок; 2 – подача топлива (коры); 3 – вторичный воздух;  
 4 – камера догорания; 5 – воздух для дожигания;  
 6 – распределительная решетка с колпачками

которого составляет какой-либо *инертный* материал. Интенсивное перемешивание твердых частиц под воздействием охлаждающего воздуха, проходящего через слой зернистого материала,

обеспечивает повышенный тепло- и массообмен в слое. Погружение в кипящий слой поверхностей нагрева позволяет поддерживать температуру на таком уровне, при котором не происходит зашлаковки слоя.

В топку со стационарным кипящим слоем подаются известняк, песок, гранулированная зола или другой зернистый (*инертный*) материал, образующий с дробленным топливом (размер частиц 1,5–6 мм) суспензионный кипящий слой под действием восходящего потока воздуха, поступающего через сопла, расположенные в *колпачковой решетке* в нижней части топки. Поддержание температуры кипящего слоя в необходимых пределах (800–950 °С) и организация самого процесса «кипения» как раз и осуществляются за счет того, что вместе с топливом подается какой-либо инертный мелкодисперсный материал (в соотношении примерно 1:1).

Технология кипящего слоя позволяет сжигать дробленое топливо с размером частиц до 10–20 мм (при сжигании древесных отходов до 35 мм). Такому размеру частиц соответствует рабочая оптимальная скорость псевдоожижения (скорость витания частиц) от 1,5 до 4 м/с, что в 2–3 раза превышает скорость предела устойчивого слоя.

В кипящем слое в отличие от плотного слоя температура горения ниже (до 1000–1200 °С). Температуру кипящего слоя поддерживают на уровне, исключающим плавление золы, во избежание шлакования слоя. Это может быть достигнуто установкой в слое охлаждающих поверхностей и рециркуляцией дымовых газов.

Вторым поколением развития технологии сжигания в кипящем слое является топка с циркулирующим кипящим слоем (рис. 22.5). Принципиальное отличие заключается в том, что за топкой устанавливается циклон, в котором все несгоревшие частицы улавливаются и возвращаются обратно в топку.

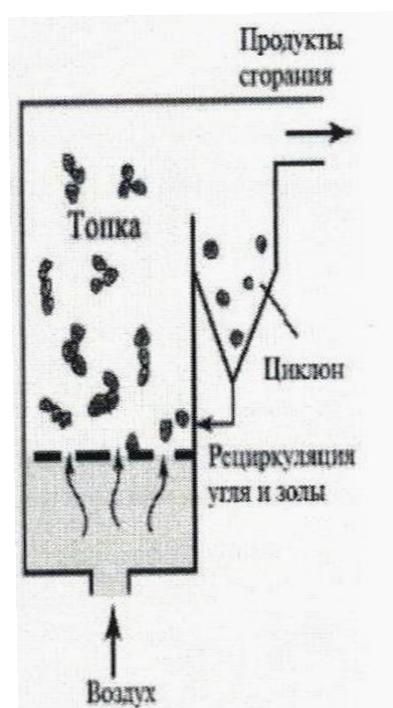


Рис. 22.5. Циркулирующий кипящий слой

Таким образом, частицы оказываются «запертыми» в замкнутой системе *топка-циклон* до тех пор, пока не сгорят полностью.

Такие реакторы по экономичности не уступают камерным топкам, при сохранении всех экологических преимуществ.

Преимущества топок с кипящим слоем (по сравнению с топками пылеугольных котлов):

- более высокий коэффициент конвективного теплообмена. Коэффициент теплоотдачи составляет 200–300

Вт/(м<sup>2</sup> · °С), что обеспечивает существенное снижение металлоемкости установки;

- длительное пребывание частиц в слое позволяет сжигать дробленое топливо, уголь, древесные отходы производства;

- возможность создать более компактное топочное устройство без системы пылеприготовления;

- добавка известняка в слой связывает серу топлива с зольным остатком, что уменьшает выбросы сернистого ангидрида с дымовыми газами в атмосферу;

- низкие температуры в слое (800–950 °С) обеспечивает отсутствие термических оксидов азота, что приводит к сокращению выбросов оксидов азота в атмосферу.

## **Глава 23. НЕОБХОДИМОСТЬ МОДЕРНИЗАЦИИ ПАРОКОНДЕНСАТНЫХ СИСТЕМ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

### **23.1. Актуальность проблемы**

В настоящее время значительный прирост экономики в нашей стране во всех областях промышленного производства возможен за счет модернизации работающего оборудования и внедрения новых инновационных технологий.

В целлюлозно-бумажной промышленности (ЦБП) увеличение производительности бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ, КДМ), существенное сокращение удельных затрат теплоты и

повышение качества выпускаемой продукции достигается, в первую очередь, за счет модернизации тепловых схем и конструкций сушильных установок БДМ и КДМ. При этом значительная доля прироста продукции и энергосбережения при выработке целлюлозы, бумаги и картона на предприятиях ЦБП осуществляется путем модернизации пароконденсатных систем (ПКС) контактно-конвективных сушильных установок (СУ) БДМ и КДМ с малыми энергетическими и капитальными затратами.

В основе реконструкции существующих тепловых схем сушильных установок должно быть положено внедрение современных и научно обоснованных технических разработок. Поэтому внедрение научных достижений и широкое использование накопленного практического опыта при модернизации пароконденсатных систем сушильных установок являются актуальной проблемой при производстве бумаги и картона.

Эксплуатируемые сегодня БДМ и КДМ работают весьма неэффективно. На ряде машин целлюлозно-бумажных комбинатов (ЦБК) имеет место существенный перерасход пара и тепловой энергии (до 40 %). Кроме того, вследствие снижения интенсивности сушки полотна в сушильных установках на многих машинах отмечается значительная недовыработка выпускаемой продукции. При этом зачастую выпускается продукция пониженного качества. Повышение эффективности работы действующих БДМ и КДМ имеет актуальное значение не только для рентабельности работы предприятий на современном этапе их развития, но и для перспективного развития целлюлозно-бумажного производства в целом для всей страны.

Причины снижения эффективности работы БДМ, КДМ кроются в несоблюдении закономерностей сушки волокнистых материалов,

систематическом нарушении теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок. Кроме того, не обеспечивается необходимое поступление расхода пара на каждый цилиндр в соответствии с тепловым расчетом, в процессе сушки не учитываются формы связи влаги с материалом, отмечается отклонение температурного режима сушки от требуемого, выпускается продукция различного ассортимента в течение суток, месяца, года. Также имеют место ошибки эксплуатационного персонала, приводящие к частым обрывам полотна и холостому ходу работы сушильных установок. Все это негативно сказывается на снижении производительности сушильных установок и на перерасходе тепловой энергии при выработке продукции.

В настоящее время на многих предприятиях бумажной промышленности России эксплуатируются БДМ и КДМ малой и средней производительности, изготовленные еще до 80-х годов прошлого столетия. Эти машины имеют ряд общих недостатков и особенностей:

- использование в ряде случаев параллельной схемы теплоснабжения;
- разбивка цилиндров по паровым группам не соответствует кинетике процесса и закономерностям сушки;
- расход пара на каждый цилиндр и на паровые группы цилиндров не соответствует расчетным значениям;
- низкие значения давления пара по паровым группам и малые перепады давления между группами;
- в трубопроводах отвода конденсата от машин отмечается наличие значительного количества пролетного пара;

- нестабильность теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок;
- неудовлетворительный температурный график работы сушильных цилиндров;
- не учитываются закономерности сушки и формы связи влаги с материалом;
- частые обрывы полотна;
- неудовлетворительный профиль влажности по ширине полотна;
- часто меняющийся ассортимент выпускаемой продукции;
- неудовлетворительная работа системы вентиляции БКДМ;
- конструкции сушильных установок и схемы пароконденсатных систем действующих БДМ и КДМ не соответствуют современным требованиям перспективного развития отрасли.

Эти недостатки вызваны рядом объективных и субъективных причин. Более ранние схемы ПКС были изначально несовершенны: параллельные схемы ПКС; использовалось устаревшее оборудование, в них применялись агрегаты и узлы устаревшей конструкции (конденсатные горшки, несовершенный привод сушильных цилиндров и элементов оборудования, открытая или полузакрытая система вентиляции машин). Нередко пар выполняет не тепловую, а механическую работу по транспортировке конденсата от машины к баку-сборнику конденсата.

В процессе длительной эксплуатации первоначальные схемы ПКС претерпели значительные изменения. Отдельные узлы и агрегаты тепловой схемы изнашивались и выходили из строя. Отсутствие необходимого финансирования и понимания необходимости этих элементов приводило к тому, что они исключались из схем ПКС.

Предпринимались попытки использовать теплоту отводимой от машин пароконденсатной смеси на второстепенные нужды предприятия (отопление, нагрев воды на хозяйственные нужды).

Данная работа посвящена решению актуальных вышеперечисленных проблем, стоящих перед производственниками. Производственные проблемы должны быть решены простыми и понятными для обслуживающего персонала способами и на основе современных научных представлений теории и механизма сушки на разных стадиях сушильного процесса с учетом форм связи влаги с материалом.

## **23.2. Пароконденсатные системы и оборудование сушильных установок БДМ и КДМ**

### ***23.2.1. Тепловой баланс сушильной установки КДМ***

Целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) является весьма энергоемкой отраслью народного хозяйства. В настоящее время большую актуальность приобретает решение следующих задач: повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов; их рациональное и экономное расходование; уменьшение непроизводительных потерь теплоты. Все это требует разработки мероприятий по повышению эффективности их использования с учетом последних достижений научно-технического прогресса.

Эффективность работы теплотехнологического оборудования ЦБП определяется следующими показателями: удельными расходами теплоты; энергетическим и эксергетическим коэффициентами полезного действия; интенсивностью процессов, а также качеством и себестоимостью вырабатываемой продукции.

Рациональное использование энергии оказывает влияние не только на экономическую, но и на экологическую деятельность предприятия. Поэтому удельные расходы теплоты могут служить интегральной оценкой совершенства тепловых схем и конструкций теплотехнологического оборудования любого предприятия отрасли.

В этой связи особую актуальность приобретает разработка теоретически обоснованных норм расходования тепловой энергии на сушку волокнистых материалов.

При эксплуатации бумагоделательных и картоноделательных машин важнейшими задачами являются снижение удельных расходов теплоты на сушку, оптимизация работы и повышение производительности сушильных установок. Теоретические удельные расходы теплоты могут быть определены путем комплексного исследования процесса сушки, составления и анализа теплового баланса сушильных установок. Наиболее универсальной характеристикой экономичности сушки картона и бумаги является удельный расход теплоты, отнесенный к 1 кг испаряемой влаги.

На рис. 23.1, 23.2 представлены схемы компоновки сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин.

*Тепловой баланс* сушильной части БДМ и КДМ может быть составлен двумя методами: по внешним (выходным) параметрам материала и сушильного агента с учетом потерь теплоты в окружающую среду, а также по условиям тепломассообмена высушиваемого полотна на поверхностях греющих цилиндров и участках межцилиндровых пробегов полотна.

Применительно к испытанию промышленных сушильных установок более рационально составлять тепловой баланс по внешним параметрам [7]:

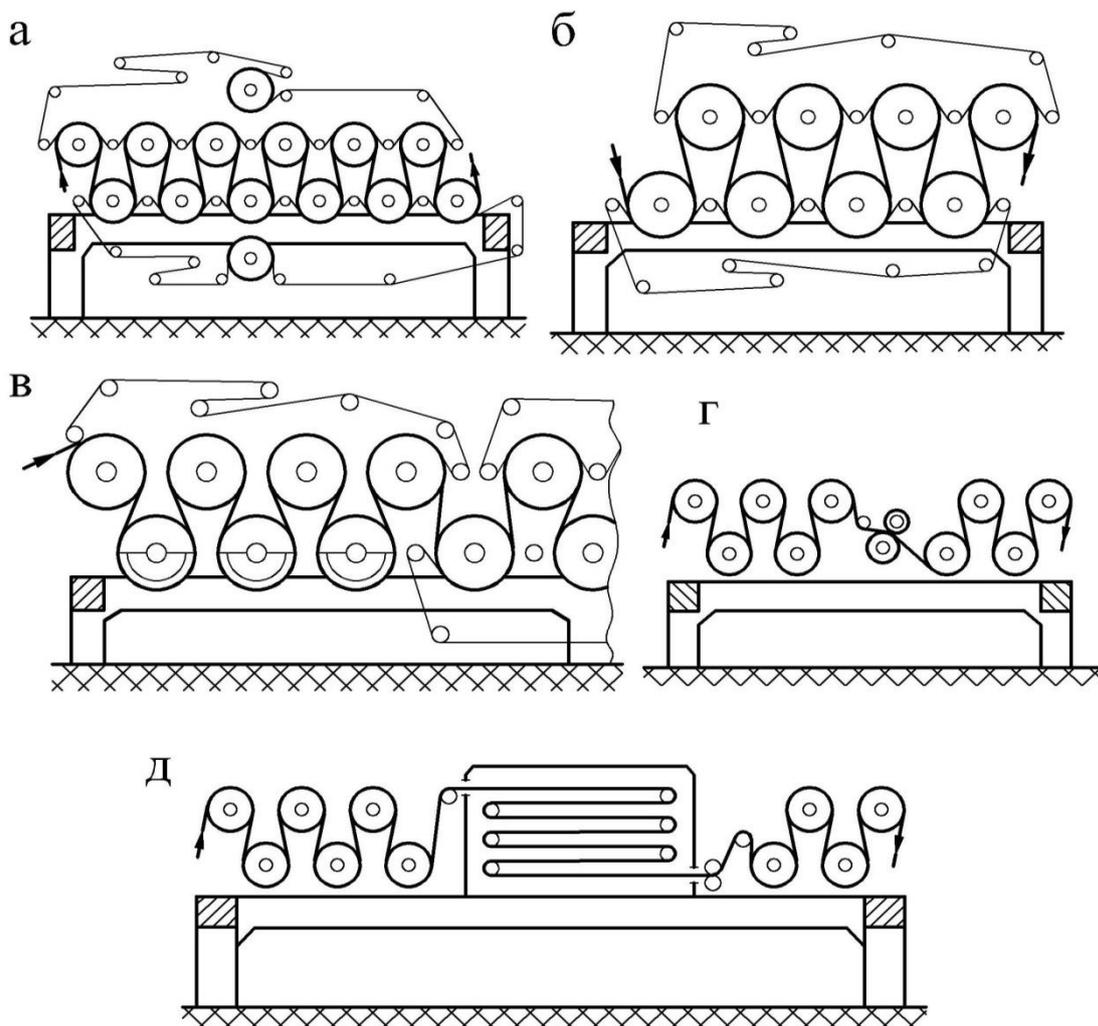


Рис. 23.1. Схемы компоновок сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин:

*а* – традиционная двухрядная компоновка цилиндров с их шахматным расположением; *б* – двухрядная компоновка цилиндров без сукносушителей и с синтетическими сушильными сетками; *в* – одно-рядная компоновка цилиндров с «безобрывной» проводкой полотна и вакуумными отсасывающими валами; *г* – компоновка сушильной части с клеильным прессом; *д* – компоновка цилиндров с сушильным конвективным шкафом

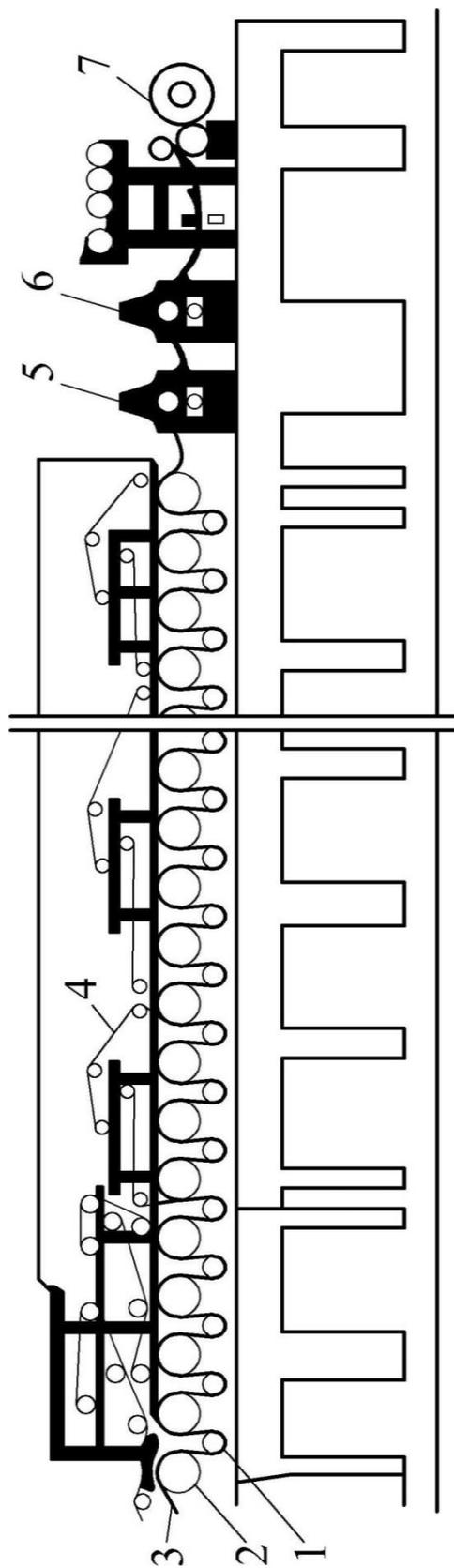


Рис. 23.2. Схема сушильной части скоростной бумагоделательной машины с «безобрывной» проводкой бумажного полотна:

1 – вакуумные валы; 2 – сушильные цилиндры; 3 – бумажное полотно; 4 – сушильная сетка; 5 – увлажняющий каландр; 6 – подсушивающий каландр; 7 – накат

$$\begin{aligned}
q_c &= q_{\text{исп}} + q_B + q_{\text{н.м}} + q_{\text{огр}} + q_L = \\
&= (i_{\text{н.п}} - C_w \cdot t_{\text{м0}}) + \frac{1000}{d_2 - d_0} C_B (t_{\text{в2}} - t_{\text{в0}}) + \\
&+ \frac{1}{U_0 - U_2} (C_{\text{с.м}} + C_w \cdot U_2) (t_{\text{м2}} - t_{\text{м0}}) + \\
&+ \frac{K_{\text{огр}} \cdot H_{\text{огр}}}{M} + \frac{\alpha_L \cdot H_{\text{отк}}}{M} (\bar{t}_B - t_{\text{окр}}),
\end{aligned}$$

где  $q_c, q_{\text{исп}}$  – удельные затраты теплоты на сушку и испарение влаги;  $q_B, q_{\text{н.м}}$  – удельные затраты теплоты на нагрев сушильного воздуха и материала;  $q_{\text{огр}}, q_L$  – потери теплоты в окружающую среду конвекцией и излучением;  $i_{\text{н.п}}$  – энтальпия вторичного пара, образующегося из влаги полотна;  $C_{\text{с.м}}, C_w, C_B$  – теплоемкость сухого материала, влаги и сухого воздуха;  $t_{\text{м0}}, t_{\text{м2}}$  – температура сухой массы материала на входе и выходе из сушильной установки;  $U_0, U_2$  – начальное и конечное влагосодержание полотна;  $t_{\text{в0}}, t_{\text{в2}}$  – температура воздуха на входе и выходе из сушильной установки;  $d_0, d_2$  – влагосодержание воздуха на входе и выходе из установки;  $H_{\text{огр}}, H_{\text{отк}}$  – площадь поверхности внешних ограждений и открытой излучающей поверхности сушильной камеры;  $K_{\text{огр}}$  – коэффициент теплопередачи через ограждения;  $\bar{t}_B, t_{\text{окр}}$  – средние значения температуры воздуха в установке и окружающей среды;  $M$  – количество испаренной влаги;  $\alpha_L$  – коэффициент лучеиспускания ограждений.

Полезно использованной следует считать теплоту, затраченную на нагревание и испарение влаги, содержащейся в материале, а также на повышение температуры сухого материала

$$q_{\text{пол}} = q_{\text{исп}} + q_{\text{н.м}} = (i_{\text{н.п}} - C_w \cdot t_{\text{мо}}) + \frac{1}{U_0 - U_2} (C_{\text{с.м}} - C_w \cdot U_2) (t_{\text{м2}} - t_{\text{мо}}).$$

Удельный расход греющего пара

$$d_c = \frac{q_c}{i_{\text{п}} - i_{\text{кнд}}},$$

где  $i_{\text{п}}$ ,  $i_{\text{кнд}}$  – энтальпия греющего пара и удаляемого конденсата.

Коэффициент эффективности сушильной установки

$$\varphi = \frac{q_{\text{пол}}}{q_c}$$

Коэффициент полезного действия сушильной установки

$$\eta_c^T = \varphi \cdot \eta_t,$$

где  $\eta_t = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{кнд}}}{i_{\text{п}}}$  – термический КПД использования теплоты

греющего пара в сушильной установке.

Анализ этих уравнений показал, что удельный расход теплоты на сушку картона и бумаги зависит от многих факторов: начального влагосодержания полотна; расхода воздуха для удаления влаги и его параметров; степени регенерации теплоты

отработанного воздуха; потерь теплоты в окружающую среду; энтальпии удаляемого конденсата. Численные расчеты, выполненные без учета затрат теплоты на нагрев воздуха в вентиляционной системе, показали, что удельный расход греющего пара в современных сушильных установках БДМ и КДМ составляет:  $d_{вл} = 1,5-1,7$  кг пара/кг влаги. При сравнении фактических и расчетных удельных расходов теплоты и пара можно определить непроизводительные расходы теплоты и наметить мероприятия по их снижению. Такая методика использована авторами при проведении исследований по составлению тепловых балансов промышленных сушильных установок.

С целью изучения распределения теплоты, поступающей в сушильную установку, были проведены балансовые испытания картоноделательных машин типа: К-2, К-2М, К-3, К-3М, КП-22, КДМ польской фирмы «Фампа», установленных на ряде ведущих картонно-рубериоидных заводах. Тепловой баланс одной из таких машин приведен на рис. 23.3.

Исследования теплового баланса картоноделательной машины показали, что значительное количество теплоты (64,7 %), затраченной на сушку, поступает в сушильные цилиндры с греющим паром. Некоторое количество теплоты (18,8 %) подается с сушильным воздухом сначала в теплоуловитель первой ступени (ТУ-1), а затем под цилиндры и в вентиляционный колпак сушильной установки. Часть теплоты (5,5 %) подсасывается с воздухом через неплотности ограждающих поверхностей установки. Остальные поступления теплоты в сушильную часть

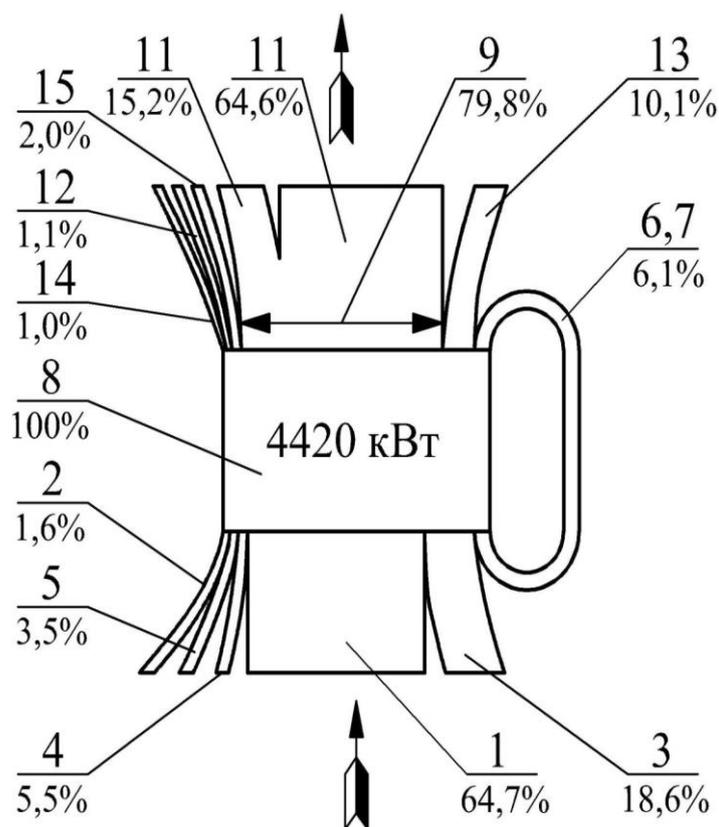


Рис. 23.3. Диаграмма теплового баланса картоноделательной машины типа К-2М:

1 – теплота, поступающая с паром; 2 – теплота, вносимая с влажным материалом; 3 – теплота, вносимая с воздухом, поступающим на сушку; 4 – теплота, вносимая с воздухом, поступающим под колпак; 5 – теплота, выделенная в подшипниках; 6, 7 – теплота регенерации; 8 – теплота, подведенная к сушильной установке; 9 – теплота, выбрасываемая в атмосферу с паровоздушной смесью; 10, 11 – теплота, выбрасываемая в атмосферу с сухим воздухом и водяными парами; 12 – потери теплоты в окружающую среду; 13 – теплота, отводимая с конденсатом; 14 – теплота пролетного пара; 15 – теплота, удаляемая с уходящим полотном

КДМ составляют: теплота, вносимая с поступающим материалом, в количестве 1,6 %; теплота, выделенная подшипниками, около 3,3 %; теплота регенерации в теплоуловителе первой ступени ТУ-1 – 2,0 %; теплота регенерации в теплоуловителе второй ступени ТУ-2 – 4,1 %.

Основными потерями теплоты в контактных сушильных установках являются потери тепловой энергии с отработанным влажным воздухом в количестве 79,8 %, из которых на долю водяных паров приходится 64,6 %, а сухого воздуха – 15,2 %.

Остальные потери теплоты следующие: с отводимым конденсатом (10,1 %); в окружающую среду – 1,0 %; с пролетным паром – 1,0 %; с уходящим полотном – 2,0 %; теплота, переданная в теплоуловителе ТУ-1, – 2 %; теплота, переданная в теплоуловителе ТУ-2, – 4,1 %. Аналогичные результаты получены и на других КДМ [1, 2].

Удельный расход воздуха на сушку влажного полотна, как правило, составляет 16–22 кг на 1 кг испаряемой влаги, а соответствующий удельный расход теплоты на его нагрев – 700–800 кДж/кг влаги, т. е. 23–27 % от теплоты, расходуемой на испарение 1 кг влаги. В условиях эксплуатации БДМ и КДМ фактический удельный расход теплоты на сушку превышает теоретический расход до 40 %.

Основная причина такого расхождения объясняется наличием в отводимом конденсате от машин большого количества пролетного пара, а также нарушением теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок, что приводит к

перерасходу теплоты на сушку бумаги и картона и снижению производительности установок.

Приведенный анализ теплового баланса позволяет наметить следующие основные направления по снижению удельных расходов теплоты в процессе сушки. Целесообразно нагревать массу волокнистого материала в сеточной или прессовой части машины до 45–60 °С [1, 2], на трубопроводах отвода конденсата от машин установить рекуперативные теплообменные аппараты или калориферы. Кроме того, рекомендуется усовершенствовать сепарационные устройства и устройства для удаления конденсата из цилиндров.

С целью снижения содержания пролетного пара и перераспределения расхода пара по сушильным цилиндрам целесообразно разработать систему групповых подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения, устанавливаемых на трубопроводах отвода конденсата от паровых групп сушильных цилиндров. Кроме того, необходимо: усовершенствовать схемы теплоснабжения и конструкции многоцилиндровых сушильных установок; оптимизировать тепловой режим сушки и утилизировать теплоту низкого потенциала отработавшего влажного воздуха.

### ***23.2.2. Схемы пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ***

Пароконденсатные системы (ПКС) БДМ и КДМ предназначены для обеспечения сушильных цилиндров теплотой за счет подвода к ним пара и отвода конденсата. С помощью ПКС

поддерживается необходимый температурный график сушки по длине машины, обеспечивается ее проектная производительность. Кроме того, от ПКС и режима ее работы зависят расходы тепловой и электрической энергии на сушку, стабильность работы машины, а также физико-механические показатели готовой продукции.

Различают три вида пароконденсатных систем: с параллельным снабжением паром сушильных цилиндров; групповым или каскадным перепуском пара по паровым группам цилиндров (с последовательным соединением групп) и комбинированным снабжением пара с помощью пароструйных эжекторов (термокомпрессоров).

На тихоходных машинах наиболее простой и эффективной является *схема параллельного включения цилиндров* в систему пароснабжения и отвода конденсата (рис. 23.4). При этом все сушильные цилиндры подключаются к одному общему магистральному паропроводу и общему конденсатопроводу. На главном паропроводе имеется регулирующий клапан с байпасной линией, а также может находиться сепаратор для отделения пара от конденсата. На каждом подводящем к цилиндру паропроводе устанавливаются запорные вентили, а на конденсатных стояках, кроме вентилях, имеются устройства различной конструкции для удаления конденсата.

В главный паропровод машин подается пар из отбора турбин (или из котельной) с температурой, превышающей температуру насыщенного пара на 10–20 °С. Из общего паропровода пар направляется в сушильные цилиндры, с помощью которых он передает свою теплоту парообразования высушиваемому полотну и

конденсируется. Образовавшийся конденсат сливается в конденсатный бак и далее возвращается в котельную.

Параллельная схема снабжения цилиндров паром является наиболее гибкой в управлении и позволяет установить любое заданное по условиям сушки распределение давления и температуры насыщенного пара в отдельных цилиндрах.

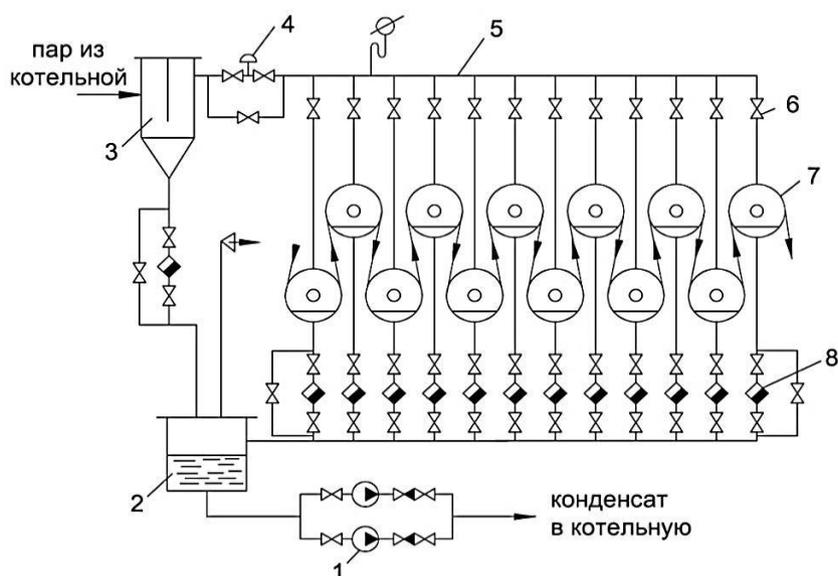


Рис. 23.4. Схема параллельного теплоснабжения и отвода конденсата из сушильной части бумагоделательной машины:  
*1* – конденсатные насосы; *2* – конденсатный бак; *3* – сепаратор пара; *4* – автоматический клапан, регулирующий давление пара в общем паропроводе; *5* – общий паропровод; *6* – запорные вентили; *7* – сушильные цилиндры; *8* – конденсатоотводчик

Схема позволяет повысить температуру сушильных цилиндров и соответственно производительность машины до максимума. Для упрощения системы регулирования давления сушильные цилиндры могут быть разбиты на отдельные паровые

группы с общим регулируемым паровпускным вентилем. При этом после каждой группы цилиндров устанавливают дополнительный трубопровод для отвода конденсата, а после каждого цилиндра – индивидуальный конденсатоотводчик.

*Параллельная схема имеет следующие недостатки:*

- возможность применения параллельной схемы теплоснабжения ограничена скоростью машины (до 400 м/мин);
- в схеме параллельного теплоснабжения на конденсатопроводе каждого цилиндра должны быть установлены устройства для удаления конденсата: конденсатные горшки, термодинамические клапаны, дроссельные шайбы или другие устройства;
- схема имеет более низкий КПД сушильного процесса по сравнению с другими схемами;
- в условиях эксплуатации схема работает со значительным перерасходом пролетного пара, в результате чего увеличивается удельный расход теплоты на сушку полотна.

В настоящее время наибольшее распространение получила *групповая схема теплоснабжения сушильных цилиндров с каскадным распределением давления и последовательным перепуском пара по паровым группам сушильных цилиндров* (рис. 23.5).

Обозначения к схеме ПКС БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми группами сушильных цилиндров: *A* – подвод пара от котельной к сушильной установке; *B* – отвод конденсата от машины в котельную; *C* – подвод воды к

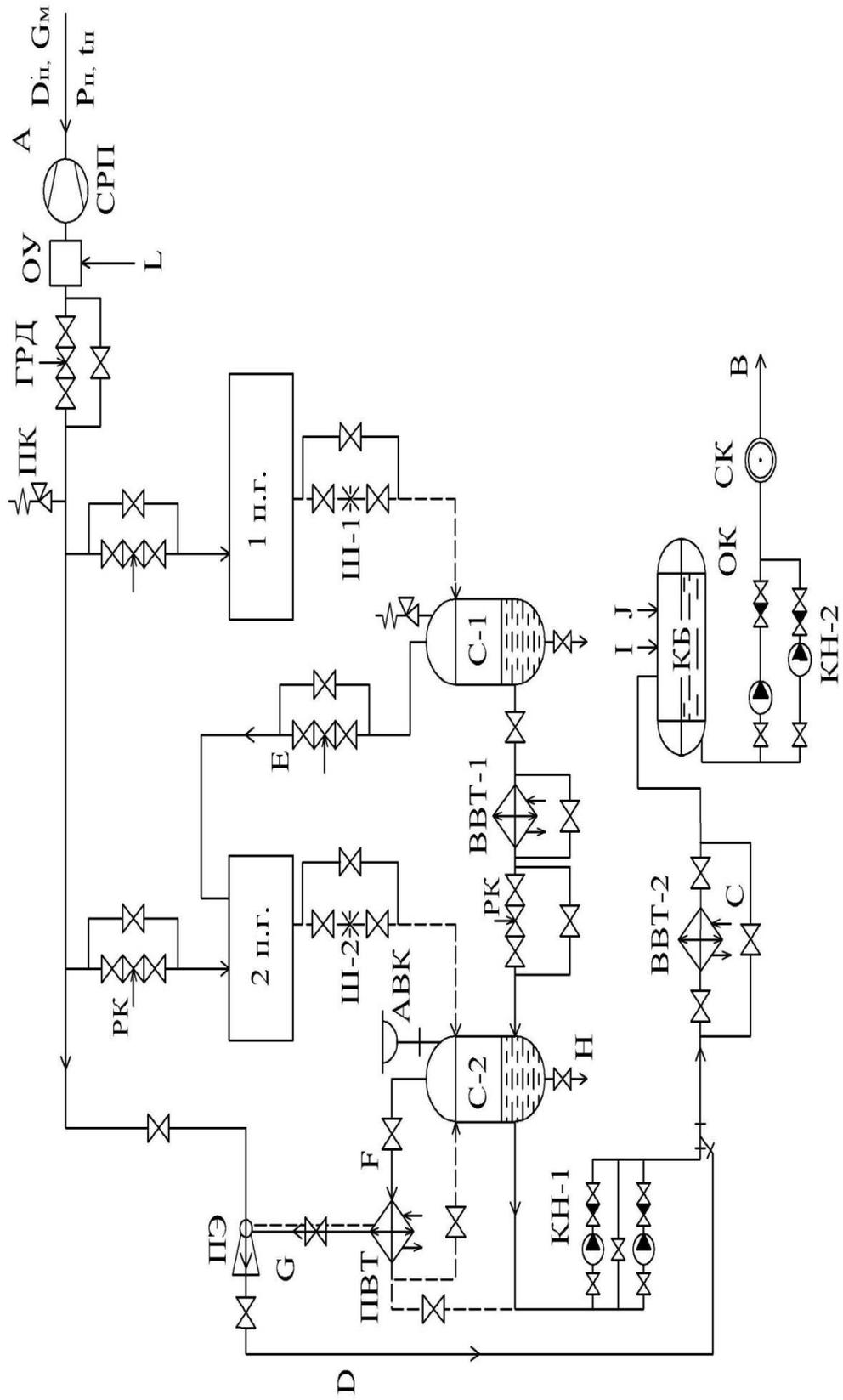


Рис. 23.5. Принципиальная схема ПКС сушильных установок БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми группами сушильных цилиндров

теплообменникам; *D* – отвод воздуха из пароконденсатной системы; *E* – подача вторичного пара на вторую паровую группу; *F* – подвод пара на пароводяной теплообменник; *G* – отвод воздуха на пароструйный эжектор; *H* – слив конденсата; *I, J* – конденсат от калориферов системы вентиляции и с производства; 1 п. г., 2 п. г. – паровые группы № 1 и 2; С-1, С-2 – сепараторы № 1 и 2; ВВТ-1, ВВТ-2 – водо-водяные теплообменники; ПВТ – пароводяной теплообменник; Ш-1, Ш-2 – дроссельные шайбы; ПЭ – пароструйный эжектор; КБ – конденсатный бак; ГРД – главный регулятор давления; РК, ОК – регулирующий и обратный клапаны; КН-1, КН-2 – конденсатные насосы; СРП, СК – счетчики расхода пара и конденсата; ОУ – охлаждающее устройство; АВК – автоматический воздушный клапан; ПК – предохранительный клапан.

***Описание пароконденсатной системы сушильных установок  
БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми  
группами сушильных цилиндров***

Такая схема теплоснабжения наиболее часто применяется для скоростных и тихоходных, широкоформатных и узкоформатных бумагоделательных, картоноделательных машин и пресспатов.

Схема включает в себя: общие и индивидуальные паропроводы и конденсатопроводы; два сепаратора; два водо-водяных теплообменных аппарата; пароводяной теплообменник; пароструйный эжектор; дроссельные подпорные шайбы; конденсатный бак; конденсатные насосы; регулирующую и запорную арматуру; контрольно-измерительные приборы.

Весь пар, поступающий из котельной на сушку полотна бумаги или картона, подается с высокими параметрами в первую паровую группу сушильных цилиндров. В первую паровую группу, как правило, входят цилиндры, работающие во втором периоде сушки, в котором из полотна удаляется часть макрокапиллярной влаги, вся микрокапиллярная и адсорбционная влага. Пар конденсируется в цилиндрах, передавая теплоту парообразования через стенку цилиндров к влажному полотну, что способствует повышению эффективности испарения влаги из материала. Затем образовавшийся конденсат вместе с пролетным паром поступает в сепаратор С-1, предварительно пройдя дроссельную подпорную шайбу Ш-1.

В сепараторе С-1 происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Кроме того, в сепараторе С-1 за счет снижения давления пара и значительного увеличения его удельного объема происходит вскипание конденсата и образование паров вторичного вскипания.

Из сепаратора С-1 конденсат под разностью давлений перепускается в сепаратор С-2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания поступают на питание второй паровой группы сушильных цилиндров. Вторая паровая группа, как правило, объединяет 3–8 цилиндров, работающих в периоде прогрева полотна и в первом периоде сушки. При этом с поверхности полотна испаряется макрокапиллярная влага с максимальной интенсивностью. Смесь пролетного пара и образовавшегося конденсата из второй паровой группы сушильных цилиндров направляется на шайбу Ш-2 и далее поступает в сепаратор С-2.

Конденсат откачивается из сепаратора С-2 с помощью конденсатных насосов КН-1.

Вторая паровая группа предназначена в основном для прогрева полотна от начальной температуры до 90–100 °С и частично для испарения влаги из полотна. Образовавшийся конденсат и незначительное количество пролетного пара (3–5 % от общего расхода пара на вторую паровую группу) из цилиндров поступают в сепаратор С-2, в котором смесь разделяется на пар и конденсат. Таким образом, из сепаратора С-2, работающего при давлении около 0,1 МПа, удаляется минимальное количество пара (от 50 до 300 кг/ч). В основном это пары вторичного вскипания, которые утилизируются либо в пароводяном теплообменнике, либо в калориферах системы вентиляции (на схеме не показаны). Пары вторичного вскипания можно также направить в паровой ящик, который следует установить над сеточным столом, для предварительного нагрева полотна до 50–60 °С.

При конденсации водяного пара в сушильных цилиндрах его удельный объем уменьшается в 1600 раз, в результате чего давление пара в сепараторе С-2 снижается до атмосферного давления и ниже. При таком низком давлении температура отводимого конденсата из сепаратора С-2 находится в диапазоне 95–100 °С, что создает благоприятные условия для нормальной работы конденсатных насосов.

Для снижения температуры конденсата со 130 до 80 °С на трубопроводе перепуска конденсата между сепараторами С-1 и С-2 установлен водо-водяной теплообменный аппарат ВВТ-1, который служит для утилизации теплоты конденсата. Дальнейшее снижение

температуры конденсата со 110 до 70 °С и утилизация его теплоты производится в водо-водяном теплообменном аппарате ВВТ-2.

С целью повышения эффективности работы сушильной установки из пароконденсатной системы необходимо удалять скапливающийся воздух, наличие которого в ПКС резко снижает коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней стенке цилиндров. Обычно это достигается с помощью вакуумных насосов, которые работают непрерывно и требуют постоянного обслуживания. Однако в схеме предложен более простой, дешевый и надежный способ, а именно: рекомендуется использовать для этой цели пароструйный эжектор, который работает периодически. При повышении давления в сепараторе С-2 выше 0,12 МПа пароструйный эжектор включается на 10–15 минут, затем при удалении воздуха из системы и снижении давления в сепараторе меньше 0,07 МПа пароструйный эжектор автоматически выключается. На крышке сепаратора С-2 установлен автоматический воздушный клапан АВК, который служит также для удаления воздуха и срабатывает при давлении выше 0,13 МПа.

Для контроля и регулирования процесса сушки рекомендуется установить минимальное количество контрольно-измерительных приборов: счетчики расхода пара, конденсата, воды; термометры и манометры на сепараторах, трубопроводах острого и сухого насыщенного пара, конденсата и воды; предохранительные клапаны на общем паропроводе и на сепараторах С-1, С-2; регулирующие клапаны.

Для контроля температуры на поверхности сушильных цилиндров рекомендуется применить медь-константановые

термопары, горячие спаи которых закрепить постоянно на поверхности конденсаторов каждого цилиндра. Все показания термопар через соответствующие приборы выводятся на щит управления в виде столбиков окрашенной жидкости. Простота и наглядность такого способа контроля позволяет наиболее оперативно реагировать на изменение процессов конденсации водяного пара в сушильных цилиндрах и контролировать процесс сушки полотна.

Установка подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения позволяет ступенчато приблизить график расхода пара на каждый цилиндр к теоретическому графику, а следовательно, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машин. Эта же цель может быть достигнута за счет установки регулирующих клапанов на паропроводах к каждому цилиндру. Однако этот способ более дорогой, менее надежен и требует постоянного контроля и обслуживания, а его эффективность незначительно превосходит эффективность установки шайб. Проходное сечение шайб определяется по тепловому расчету сушильной установки, а затем шайбы комплектуются по ассортименту продукции.

В схеме используются и другие недорогие, но эффективные мероприятия, позволяющие стабилизировать тепловой и гидравлический режимы сушки: разделение конденсаторов по уровню расположения цилиндров; установка регулирующих клапанов на трубопроводе перепуска конденсата между сепараторами для исключения подпора по давлению при работе сушильных цилиндров. Кроме того, необходимо исключить из схемы конденсатоотводчики, которые создают повышенное

гидравлическое сопротивление; произвести (при необходимости) подпитку острым паром на вторую паровую группу сушильных цилиндров.

Предлагаемая принципиальная схема ПКС рассчитана на максимальную для заданных условий производительность машин и минимальный удельный расход теплоты при производстве бумаги и картона.

В общем случае температурный график имеет вид некоторой кривой, обеспечивающей необходимое в соответствии с регламентом качество продукции. При помощи главной паровой задвижки эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз при выработке на машинах различного ассортимента продукции.

Размещение водо-водяного теплообменного аппарата ВВТ-1 в схеме ПКС позволяет выполнить сразу *несколько функций*, повышающих эффективность сушки:

- за счет более низкой температуры конденсата (меньше 95 °С), поступающего в сепаратор С-2, существенно увеличивается перепад давления на второй паровой группе;
- с увеличением перепада давления улучшается отвод конденсата из цилиндров второй паровой группы, за счет чего повышается производительность машины;
- путем изменения расхода охлаждающей воды через теплообменник улучшается регулирование перепада давления во второй паровой группе цилиндров, тем самым можно регулировать производительность сушильной установки в зависимости от выпуска на машине различного ассортимента бумаги или картона;

- поверхность теплообменника не ограничена объемом сепаратора С-2 и может быть любой в зависимости от производительности машины и расхода пара на машину, т. е. теплообменник ВВТ-1 можно использовать и для тихоходных и для быстроходных машин. Разместить в объеме сепаратора С-2 большую поверхность теплообменника не представляется возможным;

- в водо-водяных теплообменниках ВВТ-1 и ВВТ-2 утилизируется теплота конденсата в результате чего экономится теплота и пар на сушку и снижаются удельные затраты теплоты на выпуск единицы продукции. Теплая вода из теплообменников используется на технологические нужды;

- более полно используются: теплота парообразования острого пара, теплота пролетного пара и паров вторичного вскипания на сушку полотна на цилиндрах обеих паровых групп. Цилиндры потребляют пара ровно столько, сколько требуется для прогрева полотна и испарения влаги в соответствии с кинетикой сушки;

- за счет увеличения перепадов давления между паровыми группами удаляется избыток конденсата из цилиндров, и стабилизируются тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки;

- конденсат удаляется из сепаратора С-2 с температурой 70–95 °С. При этом конденсатные насосы после сепаратора С-2 работают в нормальных условиях и при низкой температуре < 100 °С;

- из схемы пароконденсатной системы после сепаратора С-1 исключается конденсатный насос (если он имеется), который работал бы при высоких температурах конденсата 110–130 °С;

- при недостатке расхода пара на вторую паровую группу подпитка для этой группы осуществляется в минимальном количестве от паропровода острого пара через регулирующий клапан;

- улучшаются условия удаления воздуха из пароконденсатной системы сушильной установки. Если давление пара в сепараторе С-2 превысит атмосферное, то это свидетельствует о том, что пароконденсатная система сушильной установки заполнена воздухом.

Скопившийся воздух следует удалить путем кратковременного периодического открытия автоматического воздушного вентиля (например, фирмы «Спиракс-Сарко Инжиниринг»), установленного на линии сброса паровоздушной смеси из сепаратора С-2. Удаление воздуха из пароконденсатной системы улучшает условия конденсации водяного пара на внутренней поверхности сушильных цилиндров (увеличивается коэффициент теплоотдачи при конденсации пара). Поскольку конденсатный насос от сепаратора С-1 не устанавливается, то улучшаются условия отвода воздуха из всей пароконденсатной системы сушильной установки. Воздух отводится из системы периодически в течение 10–15 минут. Все это приводит к существенному повышению производительности сушильной установки и сокращению затрат электроэнергии.

Для дальнейшей утилизации теплоты конденсата устанавливается второй водо-водяной теплообменник ВВТ-2,

который предназначен для дополнительной экономии теплоты и снижения температуры конденсата с 95 до 70°C.

Апробация предложенной пароконденсатной системы произведена на ряде бумагоделательных и картоноделательных машин:

1. Пресспат типа ОМ-8, ОАО «Марийский ЦБК», г. Йошкар-Ола.
2. КДМ, ОАО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово.
3. Пресспат, ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта».

Поверхность теплообменника ВВТ-1 для машин малой и средней производительности (2–12 т/ч) по расчетам составила  $F = 2–12 \text{ м}^2$ . Средний расход сэкономленной теплоты – 0,84–2,31 ГДж/ч. Средняя удельная сэкономленная теплота – 0,07–0,19 ГДж/т продукции.

Весьма перспективной схемой пароснабжения паровых групп цилиндров является *комбинированная схема теплоснабжения с применением пароструйных эжекторов (термокомпрессоров)*. Применение пароструйных эжекторов в пароконденсатной схеме (рис. 23.6) позволяет обеспечить независимость пароснабжения на входе пара в данную паровую группу от работы других паровых групп.

Для подачи паров вскипания в пароструйный эжектор и возврата их во входной паропровод сушильной группы, необходимо подключить пароструйный эжектор к паровой магистрали, давление в которой должно быть в 3–4 раза выше, чем в основной магистрали.

Устойчивая работа пароструйного эжектора зависит от давления инжектирующего пара, расхода паров вскипания и от перепада давления в сушильной группе. Кроме того, за счет смешения вторичного пара, поступающего из сепаратора, с паром высокого давления от главного паропровода в данной сушильной группе давление смеси на выходе из эжектора повышается, в результате чего повышается производительность

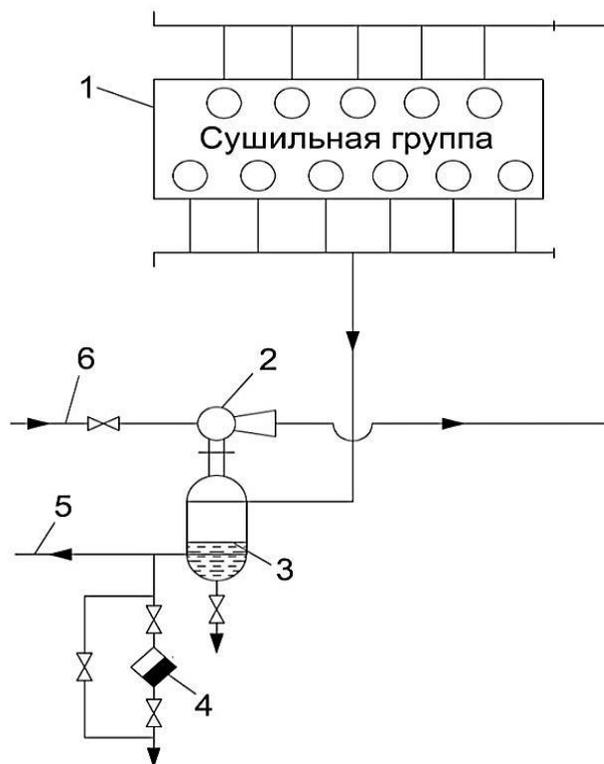


Рис. 23.6. Схема пароснабжения сушильных цилиндров с применением пароструйного эжектора:

1 – паровая группа сушильных цилиндров; 2 – пароструйный эжектор; 3 – сепаратор; 4 – конденсатоотводчик; 5 – конденсатопровод; 6 – паропровод перегретого пара повышенного давления

машин. Такие схемы пароснабжения широко используются за рубежом.

По эффективности использования теплоты пара данная схема особых преимуществ не имеет. Однако она привлекает к себе внимание тем, что с ее помощью можно устанавливать необходимые температурные графики сушки, так как данная группа автономна, и не связана с другими паровыми группами.

*Недостатки схем с пароструйными эжекторами:*

- при изменении расходов и параметров пара пароструйные эжекторы работают нестабильно, что может быть вызвано изменением выработки продукции на машине различного ассортимента в течение суток, месяца, года;
- усложняется управление схемой для обслуживающего персонала;
- сложность расчета конструктивных характеристик пароструйных эжекторов.

Имеются также схемы с использованием пароструйных эжекторов, в которых сжатый пар направляется в последующие сушильные группы цилиндров.

В основе модернизации любой схемы ПКС лежит выполнение теплового расчета схемы сушильной части БДМ и КДМ.

### ***23.2.3. Расчет тепловой схемы сушильной части машины***

Для теплового и гидравлического расчета схемы сушильной части необходимо знать расходы пара, пароводяной смеси и конденсата в различных ее элементах. Расчет тепловой схемы осуществляется на основе теплового расчета сушильной части.

Этот расчет позволяет определить расход пара на сушильную установку, что в свою очередь дает возможность оценить значение КПД сушильной установки.

Следует отметить, что расход пара на пароводяной теплообменник может достигать значительных величин, тогда как это обстоятельство подчас не учитывается, особенно при реконструкции старых машин с переводом их на групповое парораспределение.

На рис. 23.7 приведена принципиальная тепловая схема сушильной части машины, состоящей из трех паровых групп сушильных цилиндров. Причем цилиндры третьей паровой группы служат для прогрева полотна, на цилиндрах второй группы высушивается полотно в первом периоде сушки, а цилиндры первой паровой группы предназначены для сушки материала во втором периоде.

Определение расходов пара и тепла через различные элементы тепловой схемы должно начинаться с определения расхода пара на каждый цилиндр сушильной части (на основе известного из теплового расчета количества отводимой теплоты при заданных величинах продувки).

Средний расход пара в одном цилиндре группы прогрева, кг/ч, вычисляется по уравнению

$$d_{\text{пр}}^{\text{P3}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P3}} - t_{\text{пр}}) h_{\text{а.ц}}}{(i_{\text{п}}^{\text{P3}} - i_{\text{кнд}}^{\text{P3}}) \eta_3},$$

где  $h_{\text{а.ц}}$  — активная поверхность одного цилиндра;  $t_{\text{н.п}}^{\text{P3}}$ ,  $t_{\text{пр}}$  — температура насыщенного пара в третьей паровой группе

цилиндров и полотна в периоде прогрева;  $i_{\text{п}}^{\text{P}_3}$ ,  $i_{\text{кнд}}^{\text{P}_3}$  — энтальпия пара и конденсата в третьей паровой группе при давлении  $P_3$ ;  $\eta_3$  — коэффициент сохранения теплоты в третьей группе цилиндров.

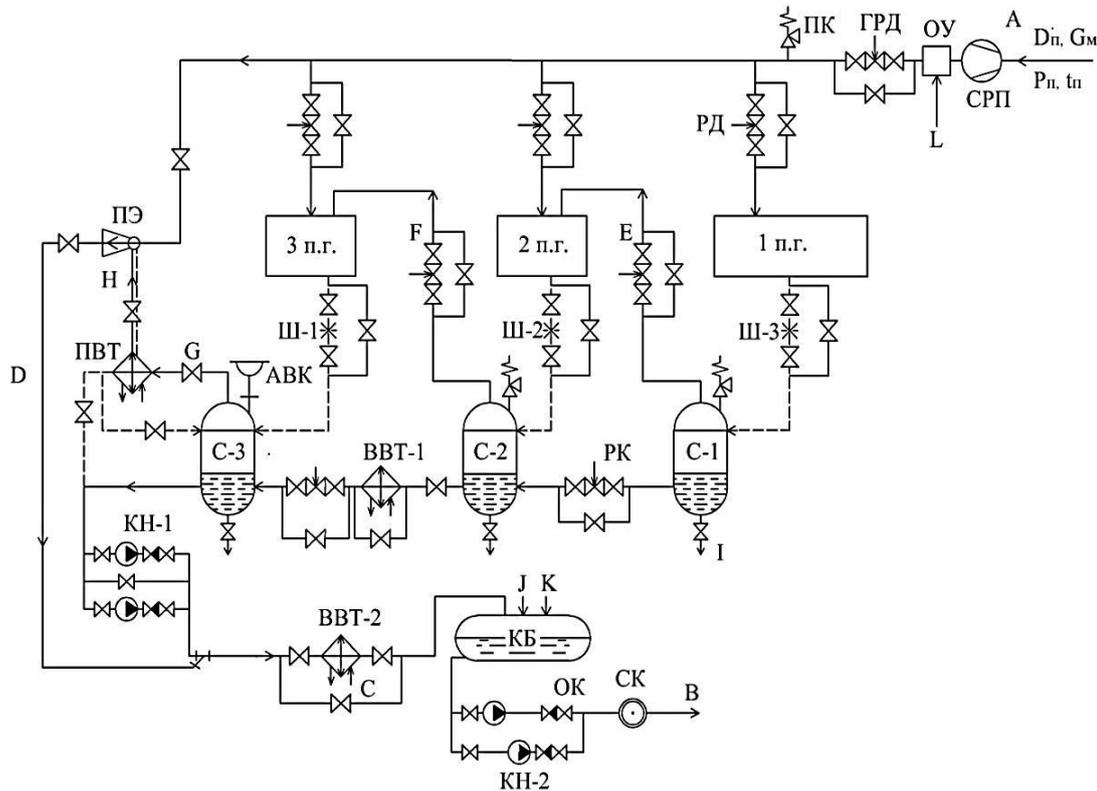


Рис. 23.7. Схема пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ с тремя паровыми группами и тремя сепараторами:

$A$  — подвод пара к сушильной установке от котельной;  $B$  — отвод конденсата от сушильной установки в котельную;  $C$  — подвод воды к теплообменникам;  $D$  — отвод воздуха от пароконденсатной системы;  $E$  — вторичный пар на вторую паровую группу;  $F$  — подвод пара на третью паровую группу сушильных цилиндров;  $G$  — подвод пара на пароводяной теплообменник;  $H$  — отвод смеси воздуха и пара на пароструйный эжектор;  $I$  — слив конденсата;

$J, K$  – подвод конденсата в конденсатный бак от калориферов системы вентиляции и с производства;  $L$  – подвод конденсата или питательной воды в охладительную установку (ОУ); 1 п. г., 2 п. г., 3 п. г. – паровые группы № 1, 2, 3; С-1, С-2, С-3 – сепараторы № 1, 2, 3; ПВТ – пароводяной теплообменный аппарат; ВВТ – водоводяной теплообменный аппарат; Ш-1, Ш-2, Ш-3 – дроссельные подпорные шайбы; ПЭ – пароструйный эжектор; КБ – конденсатный бак; ГРД – главный регулятор давления; КН-1, КН-2 – конденсатные насосы; РК, ОК – регулирующий и обратный клапаны; СРП и СК – счетчик расхода пара и счетчик конденсата; АВК – автоматический воздушный клапан; ПК – предохранительный клапан

Расход пара в одном цилиндре первого периода сушки второй паровой группы, кг/ч, находится из уравнения

$$d_1^{P2} = \frac{K (t_{н.п}^{P2} - t_1) h_{а.ц}}{(i_{п}^{P2} - i_{кнд}^{P2}) \eta_2}$$

Расход пара в цилиндрах второго периода сушки определяется отдельно для каждого цилиндра в первой паровой группе, кг/ч, по уравнению

$$d_2^{P1} = \frac{K (t_{н.п}^{P1} - t_1) h_{а.ц} \cdot m_r \bar{z} i}{(i_{п}^{P1} - i_{кнд}^{P1}) \eta_1}.$$

В этих уравнениях приняты следующие обозначения:

$t_{н.п}^{P1}, t_{н.п}^{P2}$  – температура насыщенного пара в первой паровой группе цилиндров при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;  $t_1$  – температура полотна

в первом периоде сушки;  $i_{\text{п}}^{\text{P1}}$ ,  $i_{\text{п}}^{\text{P2}}$ ,  $i_{\text{кнд}}^{\text{P1}}$ ,  $i_{\text{кнд}}^{\text{P2}}$  – энтальпия пара и конденсата в первой и второй паровых группах при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;  $\eta_1, \eta_2$  – коэффициенты сохранения теплоты в первой и второй группах цилиндров при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;  $h_{\text{а.ц}}$  – активная поверхность сушильного цилиндра;  $m_r$  – коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на нагрев материала во втором периоде сушки;  $\bar{Z}_i$  – среднеинтегральный коэффициент сушки.

Величина продувки на каждую паровую группу цилиндров, а следовательно, и на каждый цилиндр определяется следующим образом. Продувка на цилиндры, работающие в третьей паровой группе, принимается порядка 10 % от расхода пара на эту группу без учета продувки  $D_3$ . Тогда расход пара на цилиндры третьей паровой группы с учетом продувки, кг/ч, составит

$$D_3^{\text{пр}} = 1,1 \cdot D_3.$$

Расход пара на сушильные цилиндры второй паровой группы с учетом продувки, кг/ч, находится из уравнения

$$D_2^{\text{пр}} = D_2 + D_3^{\text{пр}},$$

где  $D_2$  – расход пара на вторую паровую группу цилиндров без продувки (определяется из теплового расчета сушильной установки).

Величина продувки второй паровой группы и каждого цилиндра этой группы, %, составит

$$\zeta_2 = \frac{D_2^{\text{пр}} - D_2}{D_2} 100.$$

Расход пара на сушильные цилиндры первой паровой группы с учетом продувки, кг/ч, находится из выражения

$$D_1^{\text{пр}} = D_1 + D_2^{\text{пр}},$$

где  $D_1$  – расход пара на первую паровую группу цилиндров без продувки (определяется из теплового расчета сушильной установки).

Величина продувки первой паровой группы и каждого цилиндра этой группы, %, составит

$$\zeta_1 = \frac{D_1^{\text{пр}} - D_1}{D_1} 100.$$

На основании полученных данных определяется расход пара на каждый сушильный цилиндр с учетом продувки, каждую паровую группу, сушильную установку в целом.

Результаты расчетов расходов пара по цилиндрам с учетом продувки сводятся в таблицу и наносятся на график (рис. 23.8).

Из графика следует, что необходимо обеспечить неравномерное поступление расхода пара по цилиндрам, что не соблюдается на работающих сушильных установках. Наибольший расход пара следует подавать на цилиндры, работающие в периоде прогрева, и цилиндры в начале второго периода сушки.

Незначительный расход пара надо подавать на цилиндры в конце сушки полотна. Однако сюда следует подавать пар более высокого потенциала, т. е. с более высокой температурой.

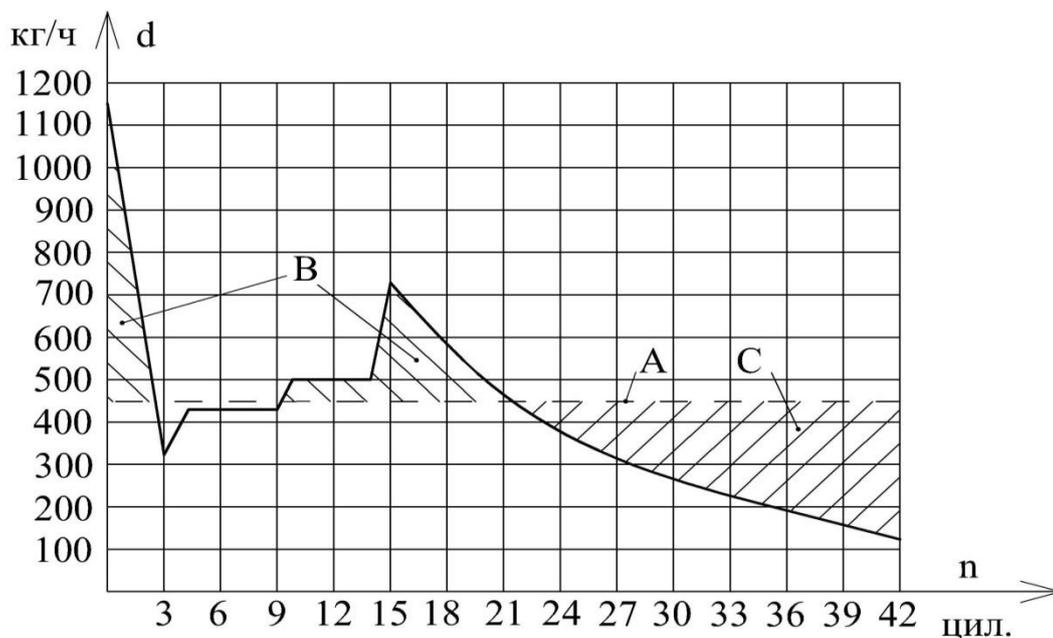


Рис. 23.8. Расход пара на цилиндры ( $d$ ) сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин в соответствии с тепловым расчетом:

$A$  – среднее значение расхода пара на каждый цилиндр при параллельной схеме теплоснабжения;  $B$  – недостаток поступления пара на цилиндры;  $C$  – перерасход пара на цилиндры в конце сушки

В противном случае сушильные установки будут работать с пониженной производительностью и большим количеством пролетного пара.

Чтобы получить максимальную производительность машины и минимальные удельные затраты теплоты на сушку полотна необходимо произвести перераспределение цилиндров по паровым группам в соответствии с периодами сушки полотна и обеспечить

перераспределение расхода пара по цилиндрам в соответствии с требуемым расчетным расходом.

Перераспределение расхода пара по цилиндрам достигается двумя способами: либо с помощью установки регулирующих клапанов на каждый цилиндр, либо с помощью подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения на группы цилиндров [1, 2]. Второй вариант лучше, так как требует значительно меньших капитальных затрат.

В соответствии с графической зависимостью расхода пара по цилиндрам далее необходимо объединить некоторые цилиндры по дополнительным конденсатопроводам. В такие подгруппы следует объединить цилиндры с примерно одинаковым расходом пара. На каждую такую подгруппу следует рассчитать общий расход пара, расход пролетного пара и расход конденсата. Затем на каждую подгруппу цилиндров установить подпорную дроссельную шайбу определенного проходного сечения [1–3].

Трубопроводы для отвода смеси пара и конденсата от паровых групп цилиндров следует направить в соответствующие сепараторы. На каждый сепаратор необходимо рассчитать общее поступление пара, пролетного пара и конденсата. Также следует определить и использовать для сушки количество паров вторичного вскипания, которые позволяют сократить расход свежего пара на машину.

По суммарному расходу пролетного пара и образовавшихся паров вторичного вскипания, а также с учетом удельного объема пара при данном давлении рассчитывают объемы сепараторов и его габариты. Из последнего сепаратора С-3 отводится суммарный

расход пара при давлении около 0,1 МПа на парожидкостный теплообменник.

По расходу пара и его давлению производится тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты теплообменного аппарата.

В результате теплового расчета определяется поверхность теплообмена аппарата, в соответствии с которой выбирается стандартный теплообменник [2] или по конструктивным характеристикам аппарат изготавливается на производстве силами предприятия.

По расходу удаляемого конденсата из сепаратора С-3 и температуре конденсата 95–110 °С рассчитывается поверхность теплообмена теплообменного аппарата (водо-водяного) для охлаждения конденсата до температуры 70–90 °С. Подбирается стандартный теплообменник.

Разработка схемы пароконденсатной системы БДМ (КДМ или пресспата) основывается на тепловом, гидравлическом и конструктивном расчетах. Эти расчеты позволяют учесть закономерности сушки: кинетику сушки, формы связи влаги с полотном, интенсивность сушки в различных периодах. На основании этих расчетов с учетом закономерностей сушки осуществляются перераспределение цилиндров по паровым группам, перераспределение расходов пара по цилиндрам и определение необходимого объема сепараторов.

Внедрение предлагаемой пароконденсатной системы (см. рис. 23.7) позволяет достичь максимальной для данной сушильной установки производительности машины и снизить удельные

затраты теплоты до значений, близких к теоретическим показателям. Кроме того, схема позволяет полностью исключить пролетный пар в конденсатопроводе от машины и обеспечить максимальный процент возврата конденсата. Простота и надежность схемы гарантируют ее длительную и безаварийную эксплуатацию при *минимальных финансовых вложениях*. При этом обеспечивается необходимый температурный график сушки полотна, который имеет вид некоторой кривой. При помощи главной паровой задвижки эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз. Регулировка сушильного процесса достигается при помощи вентиля, установленных на паропроводах каждого цилиндра. Кроме того, за счет различных вариантов объединения цилиндров в паровые группы можно изначально создать необходимый по технологии *температурный график сушки*.

Определение расхода пара, пароводяной смеси и конденсата на любом участке пароконденсатной схемы позволяет снизить удельные расходы пара и теплоты, интенсифицировать процесс сушки, повысить производительность машины.

На основе теплового расчета схемы и известных расходов пара по цилиндрам и отдельным паровым группам цилиндров выполняется *гидравлический расчет* сушильной установки. Производится определение необходимого перепада давления между паровым и конденсатным коллекторами. На основании этого подбираются устройства для отвода конденсата из цилиндров.

Особенности и закономерности сушки картона изучены на картоноделательных машинах типа К-2, К-2М, К-3М [1, 2]. Образцы влажного картона отбирались с лицевой стороны

сушильной установки после каждого пятого цилиндра. Влажные образцы взвешивались на лабораторных весах типа ВЛКТ-500 с точностью до 0,01 г, после чего высушивались в сушильном шкафу при температуре 95–100 °С до равновесного состояния. Расчетами определялось текущее влагосодержание образца кровельного картона в зависимости от времени сушки. При проведении экспериментов начальное влагосодержание картона, поступающего в сушильную часть машин, составляло 1,3–1,4 кг/кг, а конечная влажность картона на накате – 3,4–4,4 %. При этом масса высушиваемого картона марки Б-350 колебалась в пределах 332–385 г/м<sup>2</sup>, а картона марки А-420 была равной 395–418 г/м<sup>2</sup>. Результаты кинетики сушки кровельного картона на действующих машинах представлены графически на рис. 23.9 и 23.10. Кинетика сушки бумаги представлена на рис. 23.11.

Кинетические кривые сушки, полученные при промышленных испытаниях машин, позволяют определить основные характеристики реального процесса.

Продолжительность пребывания полотна на каждом цилиндре исследуемых машин составила 2,9–3,5 с, а на участке свободного хода – 1,1–1,5 с.

Анализ полученных кинетических кривых показал, что при существующим тепловом режиме работы машин период прогрева заканчивается на первых двух-трех цилиндрах. Первый период сушки оказался весьма продолжительным и протекал на 20–25 цилиндрах. Критическое влагосодержание кровельного картона при контактной сушке составило 0,491 кг/кг, что согласуется

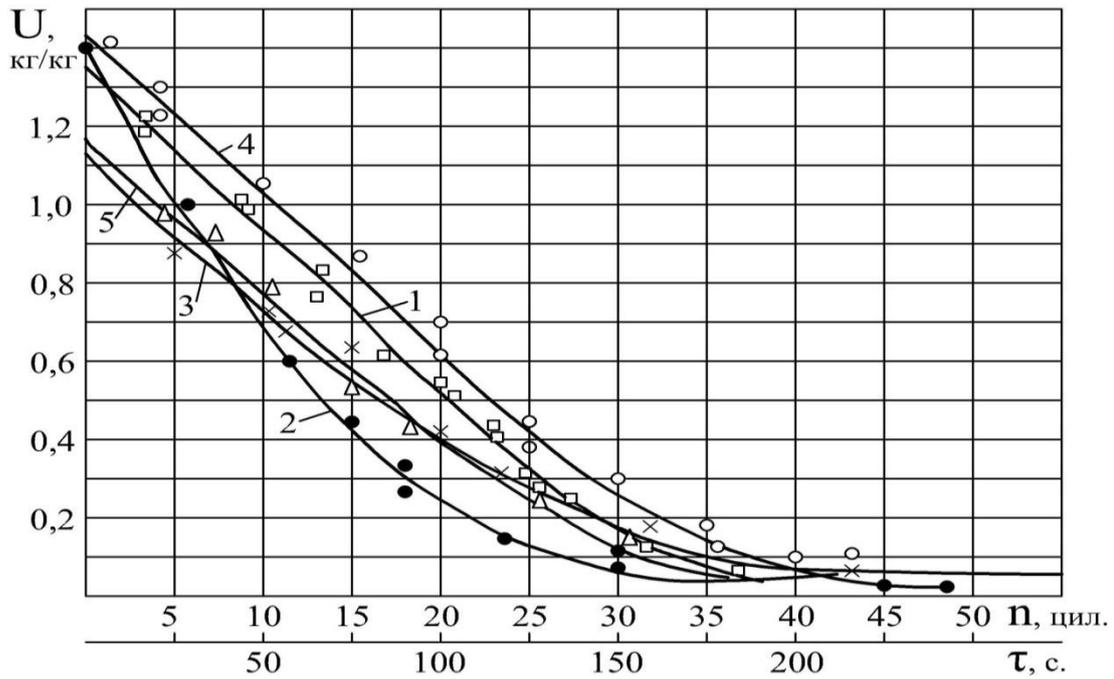


Рис. 23.9. Кинетика сушки кровельного картона

на картоноделательных машинах:

1 – К-2; 2 – К-3; 3 – К-3М; 4 – КДМ Киевского комбината

«Стройиндустрия»; 5 – КДМ Одесского рубероидного завода

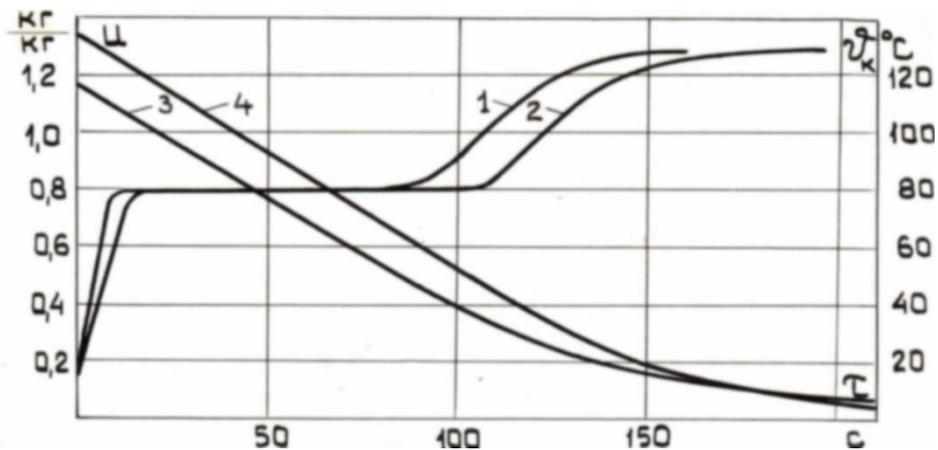


Рис. 23.10. Кинетика (3, 4) и термограммы (1, 2) сушки

кровельного картона на машинах:

1, 3 – К-3М (картон марки Б-350); 2, 4 – К-2 (картон марки А-420)

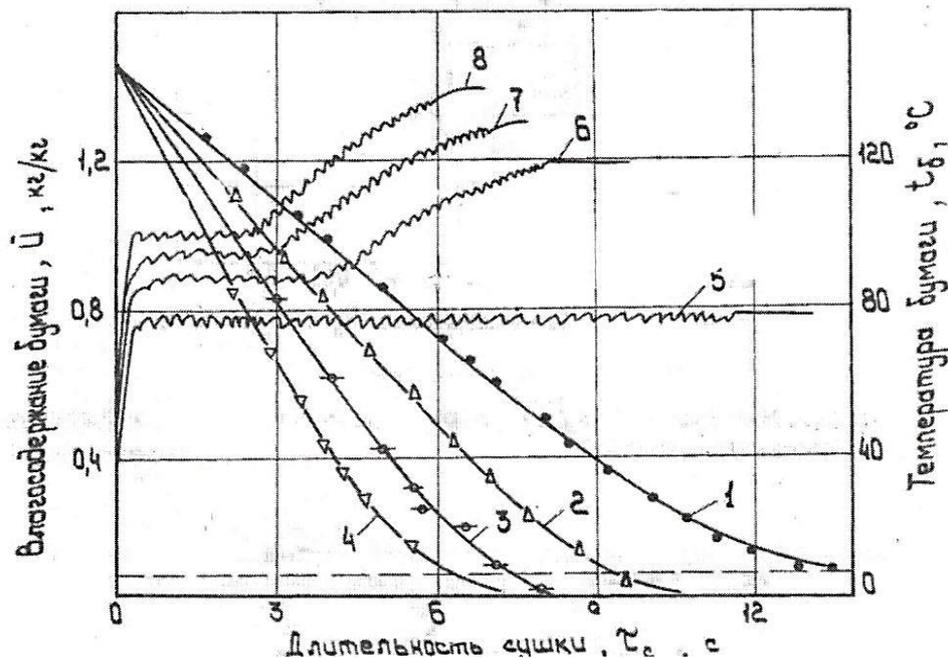


Рис. 23.11. Кинетика и термограммы сушки бумаги массой  $50 \text{ г/м}^2$  при скорости машины  $1000 \text{ м/мин}$  и температурах цилиндров  $t_{\text{ГР}}$ :  
 1, 5 –  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 2, 6 –  $110 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 3, 7 –  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 4, 8 –  $170 \text{ }^\circ\text{C}$

с данными [1, 2]. Уменьшение скорости сушки во втором периоде происходит по сложной кривой с наличием двух точек перегиба: второй критической точки картона с влажностью  $20,0 \%$  и третьей критической точки, для которой влажность составила  $10,7 \%$ .

Первый участок кривых скорости сушки соответствует перемещению микрокапиллярной влаги, второй участок – перемещению адсорбционной влаги.

Во всех опытах при сушке пористого кровельного картона наблюдались три критические точки: первая при  $U_{\text{К1}} = 0,491 \text{ кг/кг}$ ; вторая –  $U_{\text{К2}} = 0,25 \text{ кг/кг}$ ; третья –  $U_{\text{К3}} = 0,12 \text{ кг/кг}$ .

Первое критическое влагосодержание  $U_{K1}$  служит разграничением первого и второго периода сушки, второе критическое влагосодержание  $U_{K2}$  является границей, в которой макрокапиллярная влага сменяется удалением микрокапиллярной влаги. В процессе сушки материала и снижения его влагосодержания с критического значения  $U_{K3}$  до равновесного  $U_P$  удаляется адсорбционная связанная влага. При этом в указанном интервале изменения влагосодержания второго периода сушки для удаления наиболее связанной влаги из материала необходимо обеспечить подачу пара на цилиндры с более высоким потенциалом температуры.

Для высокоскоростных бумагоделательных машин кинетика сушки бумаги (см. рис. 23.11) зависит от многих переменных величин. Для тихоходных и среднескоростных бумагоделательных и картоноделательных машин кинетика сушки материала определяется также тепловой схемой сушильных установок и режимами их эксплуатации.

Основными *элементами* пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ являются: сушильные цилиндры; устройства для удаления конденсата из цилиндров; сепараторы; теплообменные аппараты; конденсатоотводчики; конденсатные насосы; трубопроводы; приборы контроля и управления за процессом сушки. Конструкция и тепловой расчет всего этого оборудования приведены в работах [1, 2]. Здесь же представлены экспериментальные исследования сушки картона и бумаги, выполненные в производственных условиях.

## **Глава 24. СВОДНАЯ ТАБЛИЦА РЕАЛИЗОВАННОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ПАРОКОНДЕНСАТНЫХ СИСТЕМ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЦБП**

Целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) является одной из наиболее энергоемких и металлоемких отраслей народного хозяйства страны. Поэтому повышение энергетической эффективности работы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ и КДМ) является актуальной задачей в настоящее время и на перспективу. Повышение энергетической эффективности работы машин и энергосбережение обусловлены интенсификацией процессов переноса теплоты и массы влаги при сушке бумаги и картона, что приводит к увеличению производительности машин и сокращению затрат теплоты.

В настоящее время большинство БДМ и КДМ работают с малой эффективностью. При сушке бумаги и картона имеет место существенный перерасход тепловой энергии (до 40 %). Отмечается также значительная недовыработка выпускаемой продукции. Как правило, сушильные установки работают с низкими удельными влагосъемами (8–15) кг влаги/(м<sup>2</sup> · ч), что в два раза ниже значений, которые можно иметь на машинах.

Обследование работы большого парка машин позволило выявить причины снижения эффективности работы БДМ и КДМ.

Опыт изучения процессов сушки бумаги и картона [1, 2] позволил провести широкомасштабную модернизацию пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок (СУ) БДМ и КДМ.

*Цель модернизации ПКС:* снижение удельных затрат теплоты на сушку и повышение производительности СУ БДМ и КДМ.

*Задачи модернизации:* разработка и внедрение в производство ПКС БДМ и КДМ с минимальными затратами теплоты, максимальной производительностью при минимальных капитальных затратах и малым сроком коммерческой окупаемости.

Модернизация ПКС проводилась на основе теоретических разработок, связанных с совершенствованием механизма переноса теплоты и влаги в материале и кинетики сушки бумаги и картона.

На каждой стадии сушки действует свой специфический механизм переноса теплоты и влаги, которые описываются соответствующими дифференциальными уравнениями [1, 2]. Расчеты по этим уравнениям позволяют определить температуру и влагосодержание полотна на разных стадиях сушки. От этих расчетов в значительной степени зависит эффективность работы сушильных установок БДМ и КДМ.

В результате изучения механизмов и закономерности сушки, создана универсальная методика теплового расчета сушильных установок [2], основанная на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих механизмы переноса теплоты и влаги на каждой стадии сушки. Разработаны также теоретические основы для интенсификации сушильных процессов и сокращения удельных затрат теплоты и пара на выработку единицы продукции.

Работы [1, 2] посвящены изучению тепло- и массопереноса в капиллярно-пористых коллоидных волокнистых материалах.

Композиция и структура высушиваемого материала играют важную роль в процессах сушки и формирования готовой

продукции. Изучены механизмы переноса теплоты и влаги, формы связи влаги с материалом, особенности и закономерности сушки картона и бумаги различного ассортимента. Исследования проведены в лабораторных условиях и на многих целлюлозно-бумажных производствах.

На практике [2] доказана целесообразность и возможность ускорения научно-технического прогресса в этой области техники путем модернизации ПКС сушильных установок БДМ и КДМ. При этом получен большой экономический эффект при малом сроке коммерческой окупаемости. Полученные результаты нашли широкое практическое применение для решения ряда прикладных проблем на целлюлозно-бумажных предприятиях.

В результате модернизации достигнуты: снижение удельных затрат теплоты на сушку и повышение производительности сушильных установок БДМ и КДМ при минимальных капитальных затратах денежных средств и малым сроком коммерческой окупаемости (3–6 месяцев). Это все свидетельствует о том, что заложенная концепция научного подхода к решению важной производственной проблемы правильна и заслуживает дальнейшего применения на практике в нашей стране и за рубежом.

Помимо этого, научно обоснован и предложен [1, 2] более совершенный механизм и процесс сушки бумаги и картона, связанный с заменой традиционного двухстороннего подвода теплоты от пара к влажному полотну на односторонний, который успешно апробирован на производстве. На этой основе разработаны и внедрены универсальные схемы ПКС БДМ и КДМ

для выработки различного ассортимента продукции при максимальной производительности машин и минимальных затратах тепловой энергии.

На основании научных разработок, использования современных научных исследований, инновационных технологий, новейших достижений в сушильной технике и накопленного опыта эксплуатации БДМ и КДМ проведена модернизация пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок на 21 объекте целлюлозно-бумажного производства [1, 2]. В сводной табл. 5 представлены результаты по модернизации ПКС сушильных установок БДМ и КДМ.

К основным показателям повышения эффективности работы сушильных установок БДМ и КДМ относятся:

- удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции;
- повышение производительности машин за счет интенсификации сушильных процессов;
- сохранение качественных показателей готовой продукции, которые находились в период после модернизации ПКС в соответствии с технологическим регламентом.

В сводной табл. 5 приведены только первые два показателя работы сушильных установок до и после реконструкции ПКС. Анализ результатов, приведенных в сводной таблице, свидетельствует, что на всех машинах получен положительный результат за счет повышения производительности установок и сокращения удельных затрат теплоты на сушку.

Таблица 5

**Сводная таблица результатов модернизации пароконденсатных систем  
сушильных установок БДМ и КДМ**

№ п/п	Предприятие, город	Машина	Год	Снижение удельного расхода теплоты	Повышение производительности машины
1	2	3	4	5	6
1	ООО «Окуловская бумажная фабрика»	БДМ-6. Модернизация ПКС	2002	С 11,3 до 5,4 ГДж/т бумаги, т. е. в 2,1 раза	С 36 до 85 т/сут бумаги, т. е. в 2,36 раза и более
2	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-1. Модернизация ПКС	2002	С 8,8 до 6,7 ГДж/т картона, т. е. на 31,3 %	С 54,0 до 58,12 т/сут картона, т. е. на 7,1 %
3	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-2. Модернизация ПКС	2002	С 8,8 до 6,7 ГДж/т картона, т. е. на 31,3 %	С 54,0 до 58,12 т/сут картона, т. е. на 7,1 %
4	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-3. Модернизация ПКС	2003	С 7,0 до 5,4 ГДж/т картона, т. е. на 29,6 %	С 59,7 до 68,75 т/сут картона, т. е. на 13,3 %

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5	6
5	ЗАО «Маяк», г. Пенза	БДМ-1. Модернизация ПКС	2003	С 6,3 до 4,8 ГДж/т бумаги, т. е. на 31,2 %	С 35,1 до 37,0 т/сут бумаги, т. е. на 5 %
6	ООО «КБК», г. Туймазы	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 9,0 до 6,5 ГДж/т бумаги, т. е. на 38,5 %	С 75 до 85 т/сут бумаги, т. е. на 13,3 %
7	ООО «Картон и упаковка», г. Учалы	КДМ. Модернизация ПКС	2004	С 8,0 до 5,9 ГДж/т картона, т. е. на 35,6 %	С 165 до 330 т/сут картона, т. е. в 2 раза
8	ОАО «Техническая бумага», г. Рыбинск	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 11,7 до 6,5 ГДж/т бумаги, т. е. в 1,8 раза	С 34,2 до 36,2 т/сут бумаги, т. е. на 6,0 %
9	ОАО «Уральская бумага», г. Сухой Лог	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 7,5 до 5,9 ГДж/т бумаги, т. е. на 27,1 %	С 8,6 до 9,4 т/сут бумаги, т. е. на 9,0 %

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5	6
10	Производственное объединение «Брянская бумажная фабрика»	БДМ. Модернизация ПКС	2005	С 9,2 до 6,7 ГДж/т бумаги, т. е. на 37,3 %	С 60 до 80 т/сут бумаги, т. е. на 33,3 %
11	ООО «Алатырская бумажная фабрика»	БДМ. Модернизация ПКС	2005	10,1 до 6,3 ГДж/т бумаги, т. е. на 60,3 %	С 50 до 55,5 т/сут бумаги, т. е. на 11,0 %
12	ОАО «Слонимский картонно- бумажный завод «Альбертин»	КДМ. Модернизация ПКС и отключение цилиндров	2006	С 8,0 до 5,9 ГДж/т картона, т. е. на 35,5 %	С 50 до 61 т/сут картона, т. е. на 22,0 %
13	ОАО «Архангельский ЦБК». г. Архангельск	БДМ-4. Наладка ПКС. Удаление конденсата из цилиндров	2006	С 5,9 до 5,2 ГДж/т бумаги, т. е. на 11,4 %	С 130 до 131,8 т/сут бумаги, т. е. на 6,0 %

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5	6
14	ФГУП «Гознак», г. Санкт-Петербург	БДМ-4. Модернизация ПКС	2007	С 5,9 до 5,4 ГДж/т бумаги, т. е. на 9,3 %	С 55 до 66 т/сут бумаги, т. е. на 20,0 %
15	ОАО «Каменская БКФ» г. Кувшиново	СУТТ. Модернизация ПКС	2008	С 5,9 до 5,2 ГДж/т картона, т. е. на 13,5 %	С 19 до 22 т/сут картона, т. е. на 13,0 %
16	ЗАО «Алексинская БКФ», г. Алексин	КДМ. Модернизация и наладка ПКС. Отключение цилиндров	2009	С 5,9 до 5,0 ГДж/т картона, т. е. на 18,0 %	С 180 до 228 т/сут картона, т. е. на 26,6 %
17	ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта», г. Питкяранта	Пресспат. Наладка ПКС. Отключение цилиндров	2009	С 4,0 до 3,7 ГДж/т целлюлозы, т. е. на 8,1 %	С 270 до 289 т/сут целлюлозы, т. е. на 7,0 %

Окончание табл. 5

1	2	3	4	5	6
18	ОАО «Каменская БКФ», г. Кувшиново	БДМ-1. Модернизация ПКС	2009	С 8,9 до 6,5 ГДж/т бумаги, т. е. на 36,9 %	С 23,2 до 28,3 т/сут бумаги, т. е. на 21,9 %
19	ОАО «Фирма Бумага», г. Санкт-Петербург	БДМ-3. Модернизация ПКС и наладка	2010	С 21,6 до 5,9 ГДж/т бумаги, т. е. в 3,66 раза	С 11,6 до 16,6 т/сут бумаги, т. е. на 42,0 %
20	ОАО «Марийский ЦБК» г. Волжск	Пресспат ОМ-8. Модернизация ПКС	2010	С 5,4 до 4,6 ГДж/т целлюлозы, т. е. на 17,4 %	С 100 до 150 т/сут целлюлозы, т. е. на 50,0 %
21	ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово	КДМ. Работа на 24 цилиндрах вместо 42	2010	С 9,6 до 5,9 ГДж/т бумаги, т. е. на 62,7 %	С 48,0 до 60,0 т/сут бумаги, т. е. на 25,0 %

Наиболее успешно модернизация ПКС проведена на следующих объектах:

- БДМ-6, ООО «Окуловская фабрика», г. Окуловка;
- КДМ фирмы «Фампа», ООО «Тара и упаковка», г. Учалы;
- БДМ производственного объединения «Брянская бумажная фабрика», г. Брянск;
- БДМ-3, ОАО «Фирма Бумага», г. Санкт-Петербург;
- КДМ, ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово.

Анализ данных табл. 5 приводит к выводу, что по показателю снижения удельных расходов теплоты наибольшие успехи отмечены на бумагоделательной машине № 6, ООО «Окуловская бумажная фабрика», г. Окуловка и картоноделательной машине ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово.

На этих объектах за счет внедрения разработанных ПКС удельные расходы теплоты сократились в 2 раза и более. На всех остальных объектах реконструкция ПКС на БДМ и КДМ позволила снизить удельные расходы теплоты в пределах 12–38 %.

Одновременно с этим, за счет интенсификации сушильных процессов достигнуто увеличение производительности на всех объектах, где осуществлялась модернизация ПКС. Наибольшие показатели роста производительности машины (в 2 раза и более) отмечены на БДМ-6, ООО «Окуловская бумажная фабрика»; КДМ фирмы «Фампа», ООО «Тара и упаковка», г. Учалы.

### ***Использование научных разработок при модернизации ПКС***

При разработке и модернизации пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ были использованы следующие

научные разработки и передовые технологии:

- авторские свидетельства и патенты;
- изучен механизм сушки при одностороннем подводе теплоты к полотну при отключении по пару и конденсату цилиндров [1, 2] нижнего ряда (на КДМ, ОАО Слонимский картонно-бумажный завод «Альбертин»; БДМ-4, ОАО «Архангельский ЦБК»; БДМ-3, 4, 7, 8, ОАО «Кондопога»; КДМ фирмы «Фампа», ООО «Тара и упаковка», г. Учалы);
- расчет температуры бумажного полотна производился по методике [2], результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными, полученными на производстве с помощью инфракрасного пирометра «Optris MS Plus»;
- уточнена и дополнена методика теплового расчета контактных сушильных установок применительно к условиям модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ [1, 2];
- разработана и апробирована на производстве (КДМ, ОАО «Каменская БКФ», г. Кувшиново) методика теплового расчета конвективной сушильной установки туннельного типа (СУТТ) [1, 2];
- в схемах ПКС, предназначенных для модернизации сушильных установок, учтены закономерности сушки и формы связи влаги с материалом [1, 2];
- произведено перераспределение расходов пара по цилиндрам и цилиндров по паровым группам [1, 2];
- составлена и использована программа на ЭВМ для теплового расчета контактных сушильных установок применительно к модернизации и повышению производительности машин при минимальных затратах теплоты;

- использованы шайбы фиксированного проходного сечения, работающие на группы цилиндров, объединенных по принципу одинакового расхода пара [1, 2];
- для быстроходных бумагоделательных машин использованы термопанки, устанавливаемые внутри цилиндров, для разрушения конденсатного кольца и интенсификации сушки;
- для интенсификации сушки использованы синтетические сетки с высокой воздухопроницаемостью вместо хлопчатобумажных сукон. Кроме того, использованы сеткопродувные камеры и продувка межцилиндровых пространств нагретым воздухом;
- использованы теплообменные аппараты для утилизации теплоты паров вторичного вскипания и теплоты конденсата, отводимого от машин;
- из схемы ПКС исключены все конденсатоотводчики, создающие большое гидравлическое сопротивление;
- в схемах ПКС использован принцип самослива пароконденсатной смеси из сушильных цилиндров в сепараторы, чтобы снизить сопротивление на этих участках до минимума;
- верхние и нижние цилиндры сушильных установок разъединены по дополнительным конденсатным коллекторам, так как они работают при разном давлении пароконденсатной смеси, отводимой от цилиндров даже в одной паровой группе;
- подача острого пара осуществлялась только в первую паровую группу, последующие паровые группы питаются вторичным и третичным паром без дополнительной подачи острого пара;
- использованы пары вторичного вскипания. Подпитка отдельных паровых групп острым паром осуществлялась редко;

- воздух из пароконденсатной системы машины удаляется с помощью пароструйного эжектора, который заменял вакуумный насос и работал надежно в условиях его эксплуатации [1, 2];

- использованы простейшие приборы КИП и автоматики, которые позволяли вести процесс сушки не вслепую, а постоянно контролировать процесс. Особенно следует отметить удачное использование автоматически действующего счетчика расхода пара и теплоты, который разработан фирмой «Логика», и применение измерительной системы контроля теплового и гидравлического режимов работы сушильной части БДМ и КДМ по температуре конденсата.

Успешное внедрение и использование научных разработок и их результатов в высокотехнологичном производстве, каким является целлюлозно-бумажное производство – это существенный вклад в развитие отрасли. Кроме того, выполненная широкомасштабная модернизация пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок БДМ и КДМ обеспечивает повышение эффективности использования теплоты и способствует энергосбережению при эксплуатации теплотехнологического оборудования на предприятиях отрасли.

Использованные и реализованные на производстве научные разработки относятся к приоритетным направлениям науки и техники, которые способствуют существенному научному и технологическому прорыву в целлюлозно-бумажном производстве, а также обеспечению лидерства Российской Федерации в научном мире.

Для перспективного развития отрасли весьма существенное значение имеет разработка дополнительных мероприятий по интенсификации сушки картона и бумаги, энергосбережения и рациональному использованию топливно-энергетических ресурсов на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности.

К мероприятиям, позволяющим добиться дальнейшего повышения производительности машин и снижения затрат теплоты на сушку, относятся:

- повышение эффективности сушки бумаги и картона с односторонним подводом теплоты от пара к полотну по сравнению с традиционным двусторонним подводом;
- повышение давления греющего пара, поступающего на сушильные установки;
- повышение начальной сухости полотна перед сушильной установкой;
- предварительный подогрев полотна перед поступлением его на сушильные установки;
- использование пароструйных эжекторов в схемах пароконденсатных систем сушильных установок;
- установка охлаждающего устройства на главном паропроводе;
- уточнение существующей методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ и разработка методики расчета для быстроходных машин;
- оптимизация конструкций сушильной части БДМ и КДМ;
- установка термопланок на верхние сушильные цилиндры;
- совершенствование системы технологической вентиляции сушильных установок БДМ и КДМ.

Эти мероприятия апробированы в производственных условиях эксплуатации сушильных установок БДМ и КДМ.

## Глава 25. СХЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ БДМ И КДМ

При эксплуатации бумагоделательных и картоноделательных машин в помещении цеха выделяется большое количество теплоты и влаги. Удаление тепло- и влаговывделений осуществляется *вентиляционной системой*. Различают *технологическую и общеобменную вентиляцию*.

*Общеобменная вентиляция* предназначена для создания необходимых санитарно-гигиенических условий в зале бумагоделательной машины, а также служит для подогрева подшивного потолка и кровли, с целью предотвращения образования капли.

Технологическая и общеобменная системы вентиляции непосредственным образом связаны между собой. Сначала воздух общеобменной вентиляции нагревается теплотой отработавшей паровоздушной смеси, а затем после нагревания и увлажнения в зале, влажный воздух забирается технологической вентиляцией и подается в сушильную часть машины.

*Технологическая вентиляция* сушильных установок БКДМ предназначена для следующих целей:

- ассимиляции водяных паров нагретым воздухом и удаления его от поверхности влажного полотна;
- интенсификации процесса сушки на участках межцилиндрового пробега полотна путем продувки застойных зон горячим воздухом;
- снижения расхода теплоты на сушку;
- вентиляции зон для придания необходимых физико-механических показателей готовой продукции;
- улучшения качественных показателей картона или бумаги за счет выравнивания профиля влажности по ширине полотна;

- улучшения санитарно-гигиенических условий для персонала при обслуживании сушильных установок.

Для решения этих задач производства служит *приточно-вытяжная вентиляция* технологического оборудования и цеха.

Расход воздуха на вентиляцию зависит от производительности машин, системы вентиляции и параметров удаляемой паровоздушной смеси.

В настоящее время применяются *три системы вентиляции* бумагоделательных и картоноделательных машин: *закрытая, полузакрытая и открытая*. Все они тесно связаны с общей приточно-вытяжной вентиляцией цеха.

*Закрытая система вентиляции* (рис. 25.1) применяется на современных скоростных широкоформатных высокопроизводительных машинах. При этой системе сушильная часть машины полностью закрыта вентиляционным колпаком, как в машинном зале, так и на первом этаже в зоне обслуживания. В этом случае паровоздушная смесь, удаляемая из сушильной части машины, а также подаваемый туда горячий воздух, не распространяются по всему залу. В результате этого снижаются потери теплоты на 15–20 % и создаются благоприятные условия труда для обслуживающего персонала.

Для исключения возможности поступления в зал паровоздушной смеси от сушильной части машины необходимо подавать под колпак горячий воздух в количестве 75–95 % от объема паровоздушной смеси, удаляемой из-под колпака. Применение закрытой системы вентиляции позволяет повысить температуру сушильного воздуха до 80–110 °С, что способствует повышению производительности машин на 15–20 % и в 1,5–2 раза сокращает расход воздуха на вентиляцию.

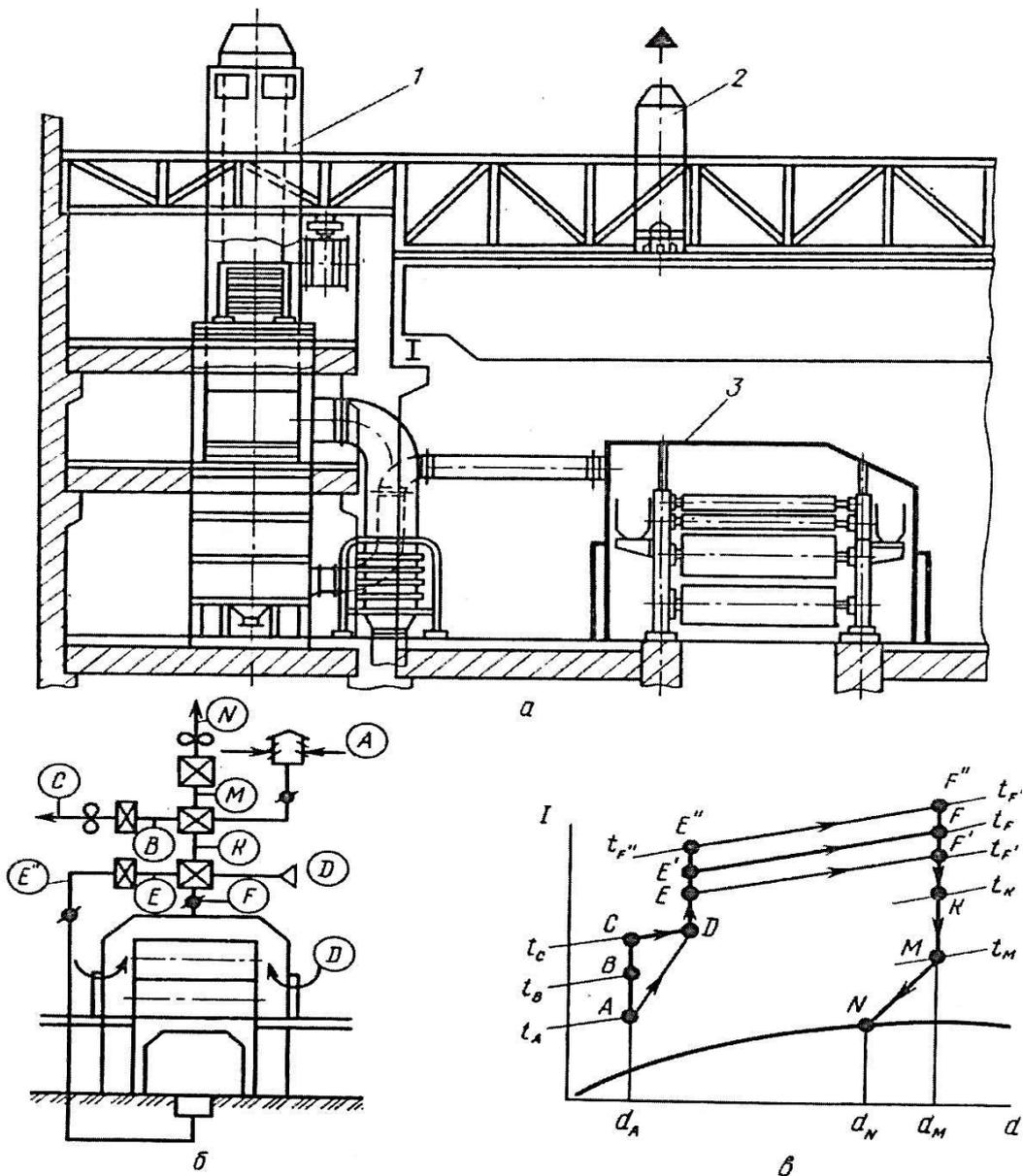


Рис. 25.1. Сушильная часть бумагоделательной машины с укрытием закрытого типа (а), схема вентиляции сушильной части (б) и процесс изменения состояния влажного воздуха на  $I-d$ -диаграмме (в):  $I$  – трехступенчатый теплорекуперационный агрегат; 2 – дополнительная вытяжная установка; 3 – укрытие закрытого типа;  $t, d$  – температура и влагосодержание воздуха в соответствующих точках

В этом случае повышается температура удаляемой паровоздушной смеси до 90–115 °С, а влагосодержание ее составляет 0,08–0,13 кг влаги/кг воздуха. Вследствие высокого теплосодержания паровоздушной смеси при закрытой системе вентиляции устанавливают теплорекуперационные агрегаты (ТРА) с двумя или тремя ступенями утилизации теплоты в зависимости от параметров, расходов паровоздушной смеси и потребностей предприятия в теплой воде.

Была обследована работа вентиляционной системы бумагоделательной машины № 8 (австрийской фирмы «Фойт») ОАО «Кондопога».

На рис. 25.2 приведена схема технологической вентиляции быстроходной бумагоделательной машины по выпуску газетной бумаги. Закрытая вентиляционная камера укрывает сушильную часть машины, состоящую из 51 сушильных цилиндров диаметром 1,8 м. При скорости привода 970 м/мин производительность машины составила 22 т газетной бумаги в час. Масса полотна составляла 45 г/м<sup>2</sup>, а ширина полотна – 8,4 м.

Паровоздушная смесь в количестве 400000 м<sup>3</sup>/ч при температуре 105 °С направляется тремя потоками в три параллельно включенных теплорекуперационных агрегата, в которых смесь последовательно проходит первую и вторую ступени теплоуловителей, а затем подается в скрубберы. В схеме вентиляции машины сушильный воздух в количестве 313300 м<sup>3</sup>/ч с температурой 100 °С направляется в сеткопродувные камеры, расположенные около сушильных сеток, из которых струями с высокой скоростью вытекает нагретый воздух.

Из теплорекуперационного агрегата № 1 (ТРА-1) сушильный воздух направляется в воздухораспределительные камеры на

вентиляцию сеточной части машины. После теплоуловителей второй ступени (ТРА-2) предусмотрены линии: подачи воздуха в чердачное помещение (в подшивной потолок), в зону обслуживания и на общеобменную вентиляцию цеха.

В схеме вентиляции сушильной части машины выполнена горизонтальная компоновка теплорекуперационных, калориферных установок и скрубберов (рис. 25.3). Достоинством такой схемы движения паровоздушной смеси является очистка поверхностей теплоуловителей первой и второй ступеней (ТУ-1 и ТУ-2) и скрубберов от волокна. Однако при этом увеличивается аэродинамическое сопротивление тракта. В верхней части ТУ-1 и ТУ-2 имеются обмывочные устройства, которые включаются при останове машины. Загрязненная вода через спускные трубы сливается в дренаж.

Данная горизонтальная компоновка агрегатов имеет преимущества перед вертикальной, так как скруббер располагается автономно, и вода орошения не попадает в теплоуловители первой и второй ступени.

Получены следующие результаты обследования системы вентиляции сушильной установки: суммарная степень утилизации теплоты на машине составила 21 %, из которых на долю первой ступени теплоуловителя ТУ-1 приходится 5 %, во второй ступени (в ТУ-2) утилизируется 5 % и в скруббере – 11 %.

При эксплуатации системы вентиляции отмечены следующие недостатки в работе системы вентиляции:

- забиваются (волокном) фильтры, через которые воздух из зала поступает в теплоуловители первой ступени;
- вследствие наличия на трубах (снаружи и внутри) волокнистых отложений снижена тепловая эффективность работы ТУ-1 и ТУ-2;

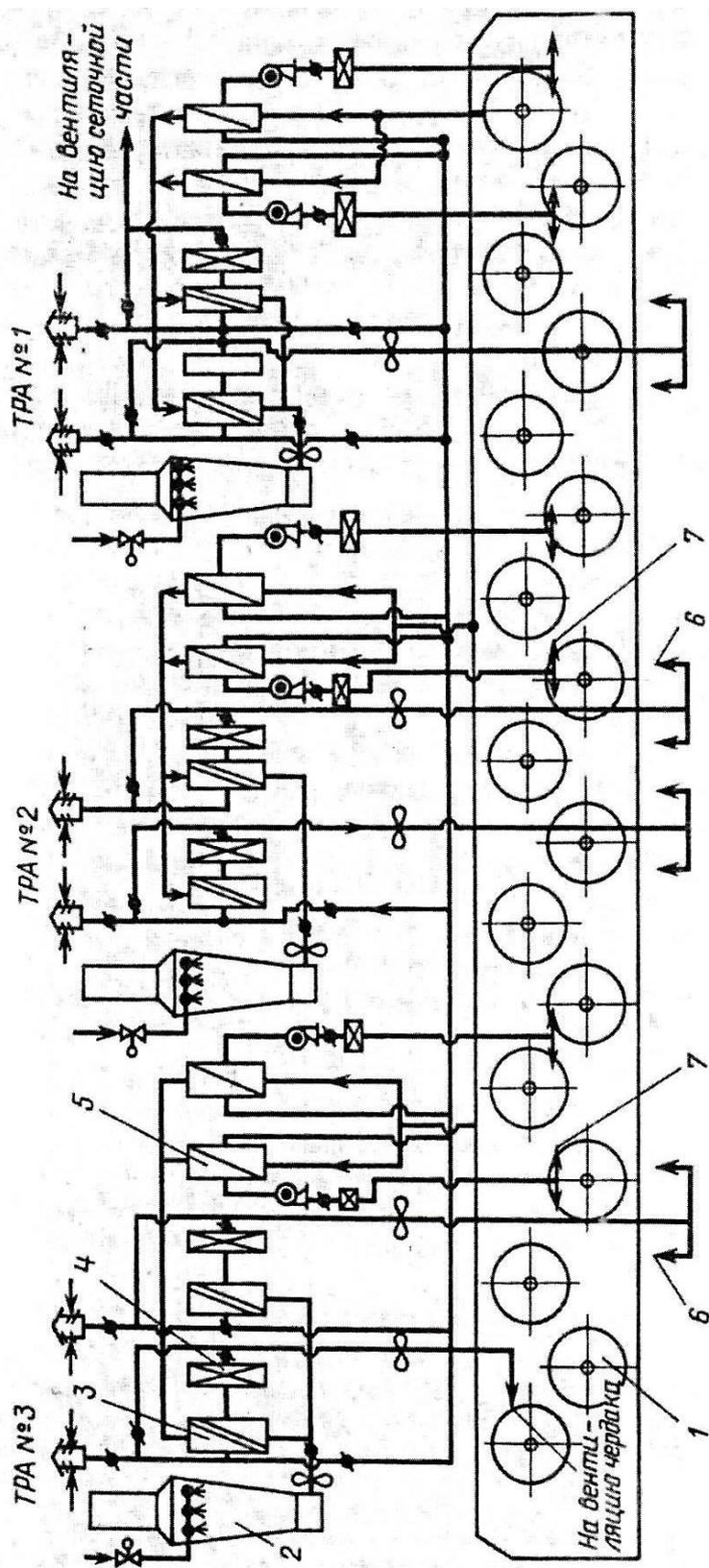


Рис. 25.2. Схема технологической вентиляции современной бумагоделательной машины.

- 1 – бумагоделательная машина; 2 – скрубберы; 3 – теплоуловители второй ступени;  
 4 – калориферы; 5 – теплоуловители первой ступени; 6 – воздух на общеобменную вентиляцию;  
 7 – сушильный воздух, подаваемый в воздухораспределительные камеры

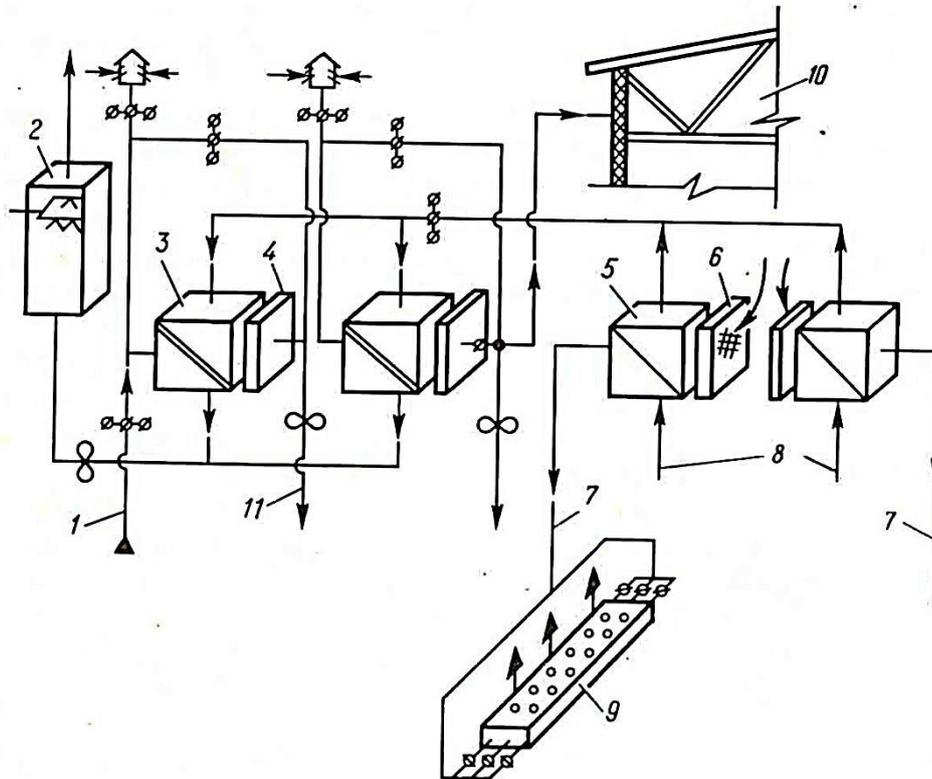


Рис. 25.3. Схема теплорекуперационного агрегата вентиляционной системы высокоскоростной бумагоделательной машины:

1 – линия рециркуляции воздуха; 2 – скруббер; 3 – теплоуловители второй ступени; 4 – калориферы; 5 – теплоуловители первой ступени; 6 – фильтры для очистки сушильного воздуха; 7 – сушильный воздух; 8 – отработавшая паровоздушная смесь; 9 – сеткопродувная камера; 10 – чердачное помещение (подшивной потолок); 11 – воздух общеобменной вентиляции

- отсутствует система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси;
- прижим влажного полотна к верхним цилиндрам осуществляется синтетической сеткой по системе «слалом».

В период эксплуатации машины сетка загрязняется волокнами и влагой, снижается воздухопроницаемость сетки. В результате этого ухудшается воздухообмен в межцилиндровых пространствах, снижается интенсивность испарения влаги из полотна и падает производительность сушильной установки;

- профиль влажности по ширине полотна ухудшается из-за отсутствия специальных устройств для вентиляции («карманов») в межцилиндровых пространствах;
- не обеспечивается неравномерный подвод сушильного воздуха под машину в соответствии с кинетикой сушки.

Как показали тепловые расчеты и результаты обследования сушильных частей бумагоделательных машин, сушильные установки могут работать с большей производительностью. При этом увеличивается количество влаги, удаляемой из полотна. Однако система вентиляции ограничивает увеличение скорости и производительности машин, поэтому требуется усовершенствование систем технологической вентиляции машин.

*Полузакрытая система* вентиляции (рис. 25.4) применяется для машин средней производительности и состоит из открытого вентиляционного колпака, закрывающего только верхнюю часть сушильной установки, подвижных щитов, закрывающих проемы с приводной стороны, приточной и вытяжной системы общеобменной вентиляции. Приточная система включает в себя приточную шахту,

калориферы и вентиляционную сеть. Вытяжная система состоит из вентилятора и теплоуловителя.

Воздух, необходимый для вентиляции сушильной части, под действием разрежения забирается из зала, проходит поперек сушильной установки, где ассимилирует образовавшиеся водяные пары, и с помощью вытяжной системы через теплоуловитель выбрасывается в атмосферу.

Рекуперация теплоты отработавшей паровоздушной смеси производится только в одной ступени теплоуловителя. Системы, состоящие из теплоуловителя, вытяжного и нагнетающего вентиляторов, калориферов называются *вентиляционно-рекуперативными агрегатами* (ВРА). Они устанавливаются в системах вентиляции машин средней и малой производительности.

На некоторых машинах сушильная часть может иметь только приводные группы цилиндров, а вместо сукносушильных цилиндров установлены *сукнопродувные валики* (рис. 25.5) различной конструкции. Сукнопродувные валики сотовой конструкции применяются для подачи воздуха в межцилиндровое пространство, активизации воздухообмена, а также для выравнивания профиля влажности бумажного полотна по его ширине.

Сукнопродувной валик состоит из проницаемой оболочки сотовой конструкции, внутренней обечайки, торцевых крышек с цапфами. Кольцевое пространство между проницаемой оболочкой и обечайкой разделено радиальными перегородками на продольные каналы. В каждом канале установлены пластины, жестко соединенные с радиальными перегородками. Пластины помещаются наклонно в сторону выходных отверстий.

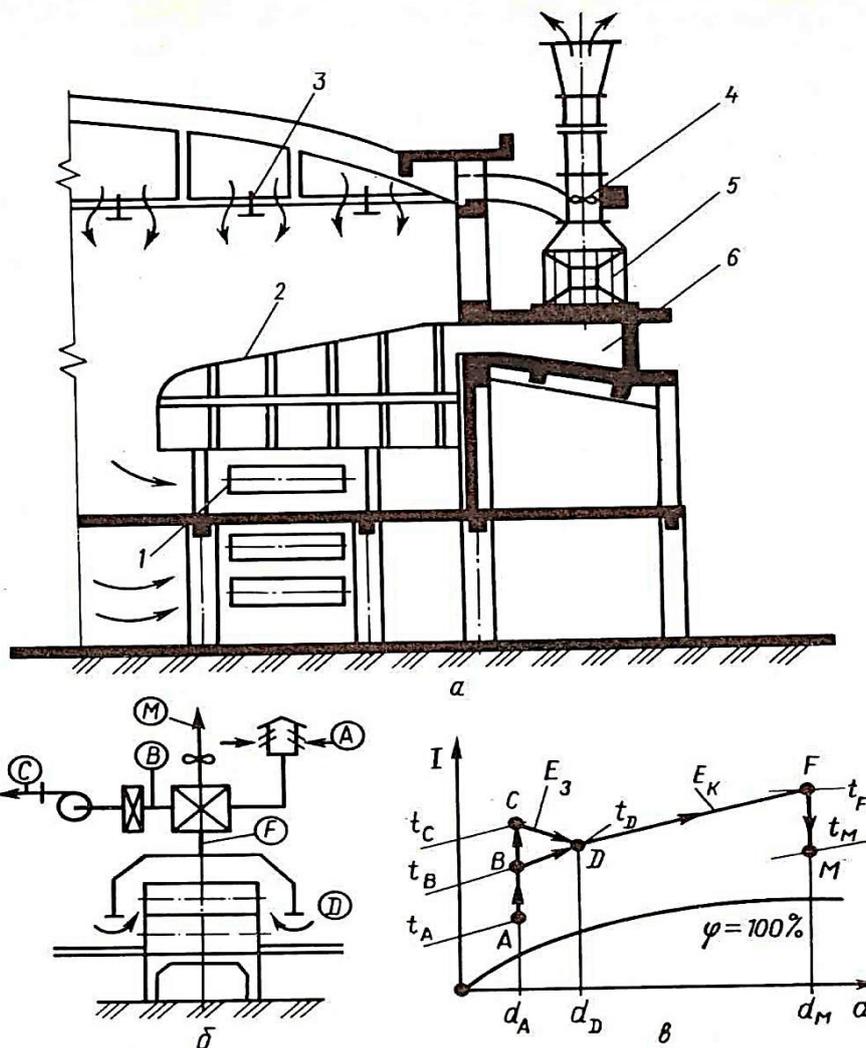


Рис. 25.4. Полузакрытая сушильная часть бумагоделательной машины (а); (б) – схема вентиляции; (в) – процессы изменения состояния воздуха на  $I-d$ -диаграмме:

1 – сушильная часть машины; 2 – укрытие сушильной установки;  
3 – подача воздуха в машинный зал; 4 – осевой вентилятор;

5 – теплоуловитель; 6 – сборный короб;  $CD$ ,  $E_K F$  – лучи термовлажностного изменения состояния воздуха соответственно в зале и сушильной части;  $t$ ,  $d$  – температура и влагосодержание воздуха в соответствующих точках

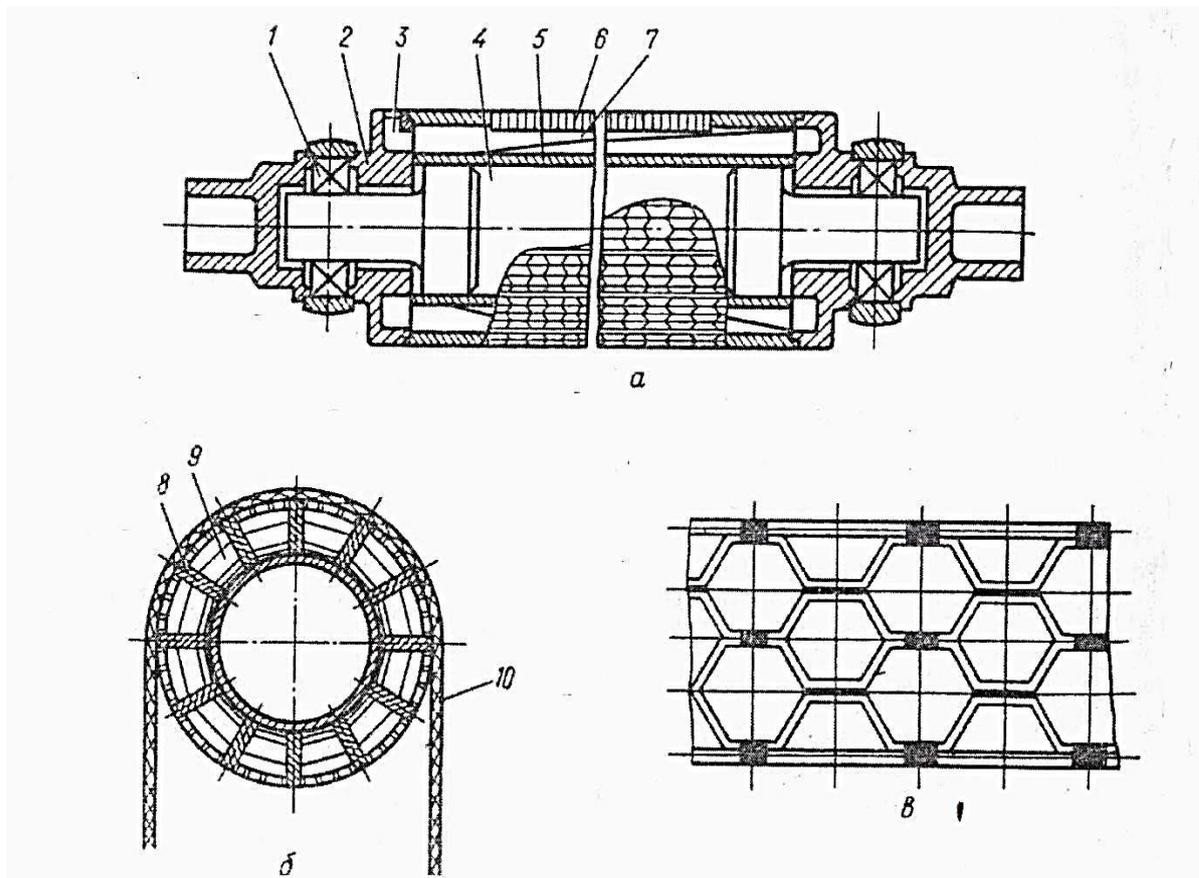


Рис. 25.5. Сукнопродувной валик сотовой конструкции:  
*а* – продольный разрез валика; *б* – поперечный разрез валика;  
*в* – элемент поверхности валика; *1* – подшипниковая опора валика;  
*2* – торцевая крышка; *3* – отверстие; *4* – цапфа; *5* – внутренняя  
 оболочка; *6* – оболочка валика; *7* – пластина; *8* – радиальная  
 перегородка; *9* – продольный канал; *10* – одежда сушильной части

Вал устанавливается в подшипниковых опорах. Горячий воздух подается в продольные каналы, находящиеся в зоне охвата сукном. Расход воздуха через рубашку сукнопродувного валика в зависимости от воздухопроницаемости сукна составляет 600–800 м<sup>3</sup>/ч на 1 м его

ширины. Воздух, нагретый до температуры 90–110 °С, под небольшим напором 2–5 кПа проходит через толщу сукна и высушивает его.

*Системы вентиляции открытого типа* (рис. 25.6) применяются на старых малопроизводительных машинах. В этом случае сушильная часть машины имеет колпак открытого типа, который установлен над сушильными цилиндрами верхней группы и находится на высоте 2,0–2,2 м над уровнем пола.

Подогретый до температуры 25–40 °С воздух подается в первый этаж машины, а паровоздушная смесь с температурой порядка 45–55 °С (при температуре точки росы 30–38 °С) отводится из-под колпака вентиляционно-рекуперационными агрегатами (ВРА). В них за счет отводимого тепла с паровоздушной смесью осуществляется подогрев воздуха, подаваемого на вентиляцию цеха, или получение теплой воды для технологических нужд.

Независимо от системы вентиляции сушильной части в межцилиндровых участках могут создаваться паровые «карманы» и зоны застоя влажного воздуха, которые тормозят испарение влаги из высушиваемого полотна на участках свободного хода. Для устранения указанного явления практикуется подача теплого воздуха из специальных воздухопроводов вдоль сушильных цилиндров верхнего ряда. Однако такие воздухопроводы громоздки и нередко являются причиной брака вследствие сдувания из шаберов пыли и попадания ее на полотно. Более эффективным средством устранения указанного недостатка является применение сукнопродувных валиков с перфорацией или специальных камер.

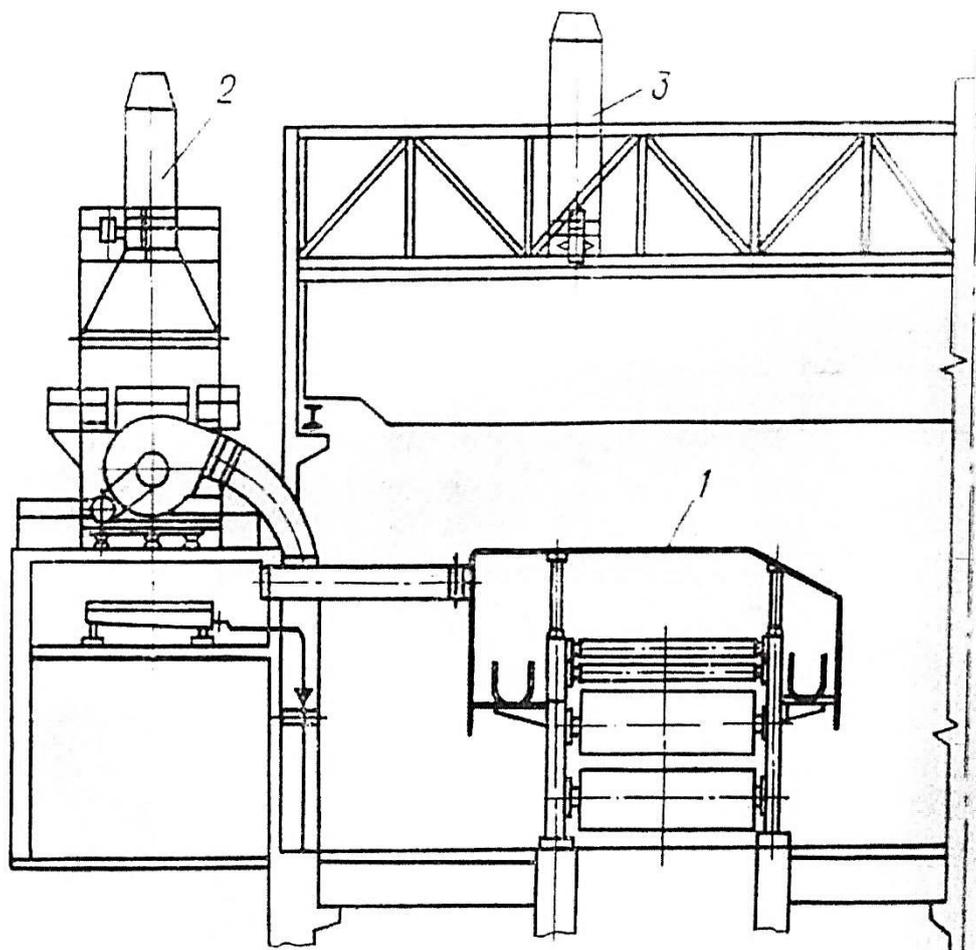


Рис. 25.6. Система вентиляции открытого типа:

*1* – укрытие открытого типа; *2* – теплорекуперационный агрегат типа ВРА; *3* – вытяжная установка

На машинах средней и малой производительности проведено *обследование* вентиляции с полужакрытой и открытой системой: БДМ, ПО «Брянская бумажная фабрика»; пресспат типа ОМ-8, ОАО «Марийский ЦБК»; БДМ-4, ФГУП «Гознак»; БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика».

Изучен также психрометрический режим изменения состояния воздуха в межцилиндровых пространствах сушильных установок. Психрометрический режим воздуха в межцилиндровых пространствах влияет на интенсивность и равномерность испарения влаги с поверхности полотна.

На основании обследования системы вентиляции этих машин установлено, что они работают неэффективно, так как фактическая степень утилизации теплоты отработавшей паровоздушной смеси составляет 3–4 %. Такая низкая утилизация теплоты на ВРА обусловлена рядом причин.

1. Применяется лишь одна ступень теплоуловителя, а не две.

2. Трубная система поверхностей теплообмена теплоуловителей изнутри покрыта волокнистыми отложениями, что снижает коэффициент теплопередачи и тепловую эффективность теплоуловителя.

3. Зимой теплоуловители работают в условиях прохождения через них воздуха с отрицательной температурой. При такой низкой температуре водяные пары в паровоздушной смеси, движущейся внутри трубок, конденсируются, и конденсат превращается в лед. Нарушается тепловой режим работы теплоуловителей.

4. Отсутствует система очистки воздуха (от волокон) перед поступлением его на теплоуловители и калориферы.

5. Прижим влажного полотна к верхним цилиндрам осуществляется синтетической сеткой или сукном. В период эксплуатации машины сетка загрязняется волокном и влагой, как следствие, снижается ее воздухопроницаемость. Отсутствуют сеткоподдувные камеры. В результате этого ухудшается

воздухообмен в межцилиндровых пространствах, снижается интенсивность испарения влаги из полотна и падает производительность сушильной установки.

6. При прижатии полотна бумаги или картона сукном в межцилиндровых пространствах образуются неветилируемые застойные зоны – «карманы», что ухудшает отвод водяных паров от полотна, и снижается производительность машины.

7. Не обеспечивается неравномерный подвод сушильного воздуха под машину в соответствии с кинетикой сушки.

8. Отсутствует более полная система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси.

9. Нет вентиляции застойных зон – «карманов», в результате чего ухудшается профиль влажности полотна и снижается скорость сушки.

Как показали тепловые расчеты и результаты обследования системы вентиляции машин, сушильные установки могут работать с большей производительностью. Системы вентиляции сушильных частей машин не рассчитаны на работу в этих условиях. Поэтому часто требуется усовершенствование систем вентиляции машин.

Усовершенствованные схемы вентиляции ряда машин разработаны и переданы на предприятия для их реализации (БДМ, ООО «Брянская бумажная фабрика»; БДМ-4, ФГУП «Гознак»; БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика»).

На рис. 25.7 приведена *приточно-вытяжная система вентиляции* скоростной широкоформатной бумагоделательной машины.

Система вентиляции состоит из вентиляционного колпака, вытяжной и приточной систем, а также воздухораспределительных

устройств. Вытяжная система состоит из нескольких отсасывающих воздуховодов и осевых вентиляторов, с помощью которых паровоздушная смесь удаляется в атмосферу. В тракты вытяжной вентиляции включены также теплоуловители 1-й и 2-й ступеней и скруббер. Приточная система включает в себя центробежные вентиляторы, калориферы, систему воздуховодов, по которым нагретый воздух из зала подается в сушильную часть. От режима работы воздухораспределительных устройств зависят расходы приточного и удаляемого воздуха, профиль влажности по ширине полотна и влагосодержание воздуха.

В сушильной части распределение воздуха производится на двух уровнях: на нулевой отметке с помощью различных насадок, решеток и других устройств, а также в районе сушильных цилиндров с помощью сеткопродувных камер.

В современных системах вентиляции широкоформатных бумагоделательных машин для подачи нагретого воздуха в межцилиндровое пространство применяют *продувочные трубы*, которые активизируют воздухообмен, выравнивают профиль влажности и повышают производительность сушильных установок.

*Продувочная система* (рис. 25.8) состоит из центробежного вентилятора высокого давления, калориферов и параллельно включенных продувочных труб. Продувочная труба по всей длине перфорирована отверстиями диаметром 10–15 мм, которые располагаются по образующей трубы в шахматном порядке.

Расход воздуха по длине трубы регулируется двумя поворотными заслонками, расположенными внутри трубы, а общий расход воздуха регулируется шиберами, установленными на подводящих

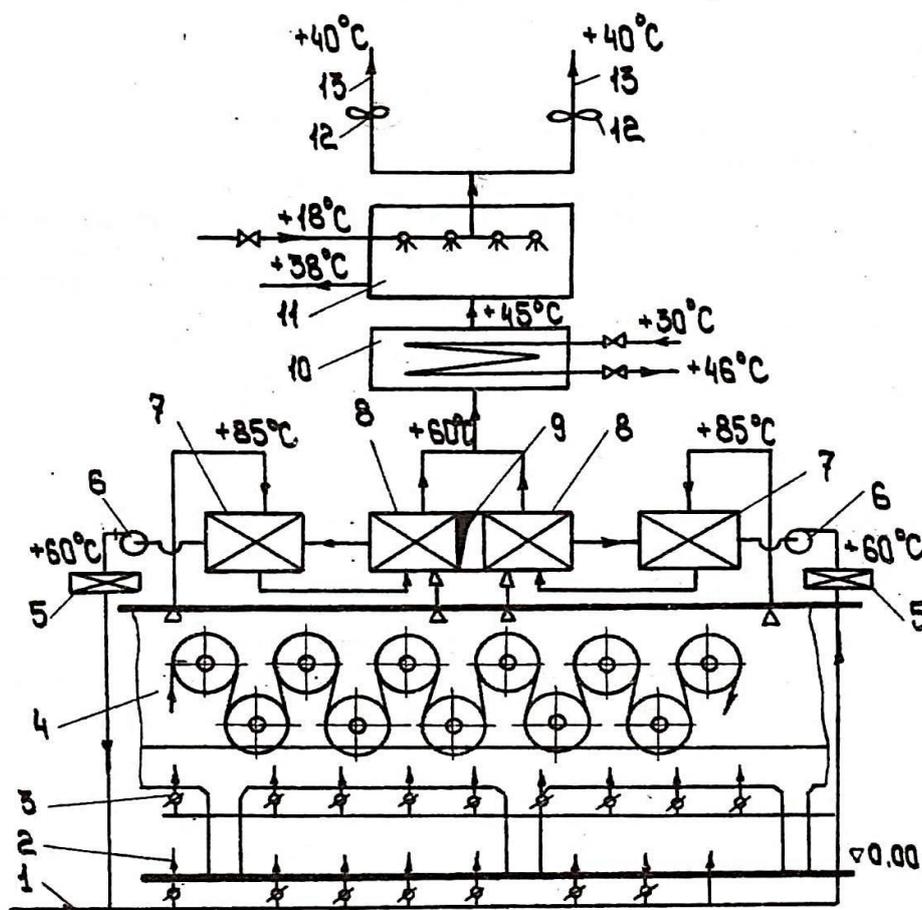


Рис. 25.7. Схема вентиляции современной сушильной части бумагоделательной машины:

1 – воздух от турбокомпрессора; 2 – нижняя раздача воздуха;  
 3 – подача воздуха в воздухораспределительные камеры;  
 4 – сушильная часть машины; 5 – калориферы для нагревания сушильного воздуха; 6 – центробежные вентиляторы для подачи сушильного воздуха; 7 – первый корпус теплоуловителя 1-й ступени;  
 8 – второй корпус теплоуловителя 1-й ступени; 9 – забор сушильного воздуха из зала; 10 – теплоуловитель 2-й ступени; 11 – скруббер;  
 12 – осевые вентиляторы; 13 – выброс отработавшей паровоздушной смеси

воздуховодах. Трубы с обеих сторон подключаются к распределительному воздуховоду гибкими металлорезиновыми рукавами.

Для сокращения расхода воздуха и экономии электроэнергии на привод вентиляторов в торцевых частях продувочных труб вмонтированы *инжекторы* (рис. 25.9), в которых струи инжектирующего воздуха подсасывают часть воздуха из сушильной части и образующаяся смесь направляется в межцилиндровое пространство. Рабочие сопла инжектора располагаются на его образующей конфузорной части и представляют собой треугольные выступы, образованные с помощью штамповки.

В диффузорной части инжектора кинетическая энергия потока переходит в статическое давление, под действием которого происходит истечение струй воздуха из отверстий труб в межцилиндровое пространство. В продувочных трубах кратность инъекции обычно принимается равной 2–4. Наибольший эффект от продувочных труб достигается при их установке в «карманах» цилиндров, на которых протекает период постоянной скорости сушки.

Характеристики центробежных и осевых вентиляторов, применяемых для системы вентиляции бумагоделательных и картоноделательных машин, приведены в работах [1, 2]. Физические свойства сухого воздуха представлены в табл. П.2.3, прил. П.2.

Для выполнения тепловых расчетов и выбора оптимальных режимов работы системы вентиляции проведено *обследование* работы вентиляционной установки высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины.

Результаты обследования системы вентиляции машины приведены на  $I-d$ -диаграмме (рис. 25.10).

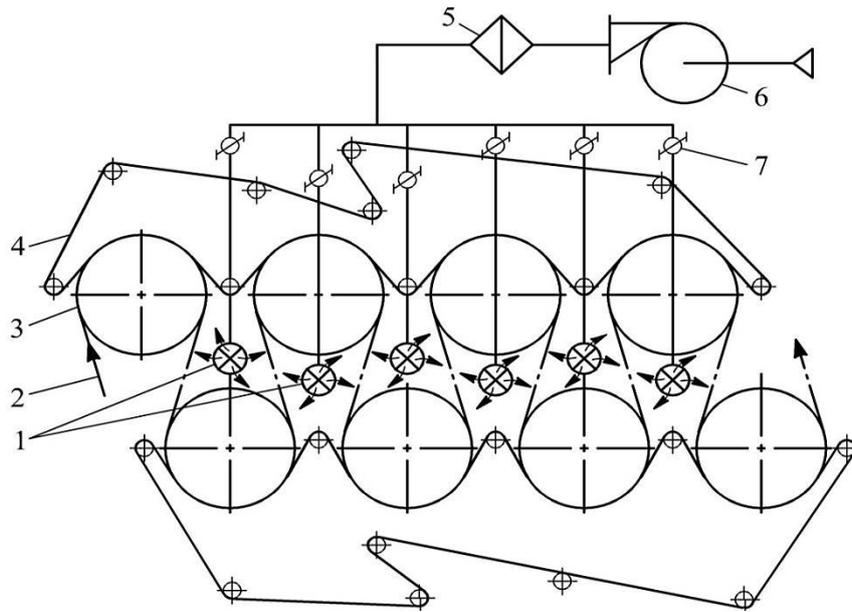


Рис. 25.8. Схема продувки межцилиндровых пространств нагретым воздухом:

- 1 – продувочная перфорированная труба; 2 – полотно бумаги;  
 3 – сушильный цилиндр; 4 – сушильная сетка; 5 – калорифер;  
 6 – центробежный вентилятор; 7 – заслонка

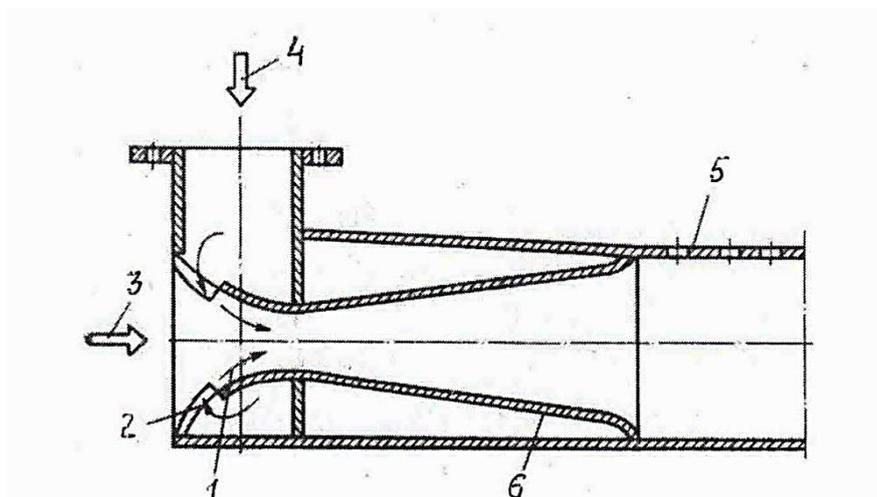


Рис. 25.9. Схема инжектора продувочной трубы:

- 1 – конфузор; 2 – сопло; 3 – подвод свежего воздуха;  
 4 – подсосываемый воздух; 5 – продувочная труба; 6 – диффузор

В зимний период года наружный воздух подогревается сначала в теплоуловителе второй ступени (процесс  $A-0$ ), а затем в калориферах (процесс  $0-1$ ). Подогретый до  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  воздух распределяется так: одна часть воздуха направляется в подшивной потолок цеха, другая часть – в зону обслуживания и третья часть – в подвальное помещение.

В теплый период года наружный воздух проходит теплоуловитель второй ступени и смешивается с воздухом машинного зала.

Сушильный воздух забирается из зала и подогревается сначала в теплоуловителе первой ступени (линия  $2-3$ ), а затем в калорифере (линия  $3-4$ ) и подается под машину (под цилиндры) и в межцилиндровое пространство. Далее происходит увлажнение воздуха и дополнительное нагревание (линия  $4-5$ ), а при больших присосах холодного воздуха – снижение температуры.

Влажный воздух, отсасываемый из сушильной камеры, проходит теплообменники первой и второй ступеней утилизации теплоты, а затем удаляется осевым вентилятором в атмосферу.

После поверхностных теплообменников влажный воздух проходит скруббер, в котором он отдает часть тепла нагреваемой воде. В теплообменнике первой ступени перекрестным потоком проходит технологический, а в теплообменнике второй ступени – вентиляционный воздух. В целях расширения регулировочных возможностей в системе общеобменной вентиляции установлен паровой калорифер, а также обводной канал, позволяющий подавать воздух в зал помимо теплообменника.

Подача свежего воздуха осуществляется центробежным вентилятором. Технологический сушильный воздух забирается из

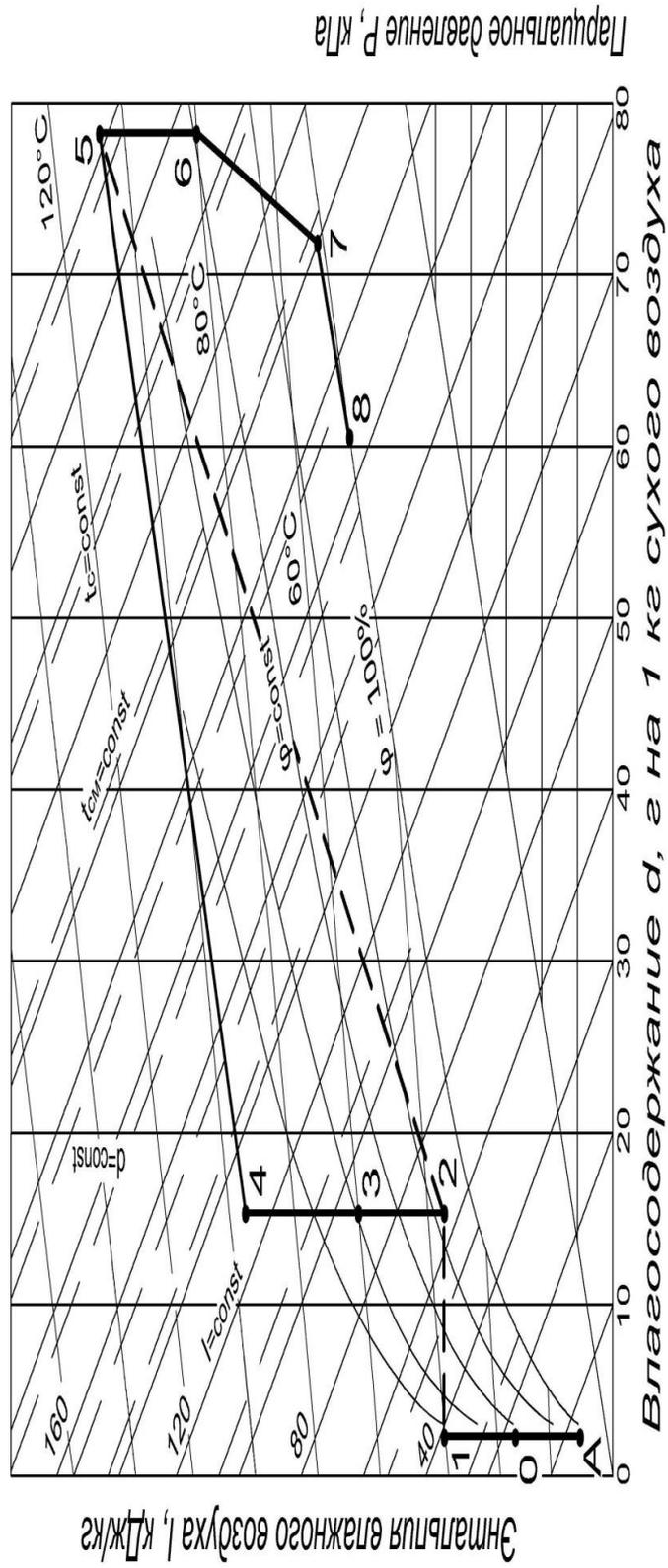


Рис. 25.10. Изменение состояния влажного воздуха в вентиляционной системе высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины:

Процессы: (A–0) – нагрев вентиляционного воздуха в теплоуловителе № 2; (0–1) – нагрев вентиляционного воздуха в калорифере; (1–2) – нагрев и увлажнение воздуха в зале бумагоделательных машин; (2–3) – нагрев сушильного воздуха в теплоуловителе № 1; (3–4) – нагрев сушильного воздуха в калорифере; (4–5) – нагрев и увлажнение сушильного воздуха в сушильной установке; (5–6) – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 1; (6–7) – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 2; (7–8) – охлаждение паровоздушной смеси и конденсация водяных паров в скруббере

цеха другими центробежными вентиляторами и нагнетается через теплообменник и калорифер в сушильную камеру.

В сушильных установках теплота, затраченная на испарение влаги из полотна, в основной части (около 95 %) передается удаляемому воздуху, температура которого составляет 75–105 °С при влажностном содержании 70–100 г влаги/кг абсолютно сухого воздуха.

При параметрах влажного воздуха, полученных при испытании системы вентиляции, степень регенерации теплоты в трех ступенях утилизации составила 21 %, из которых на первую ступень (в ТУ-1) приходится 5 %, вторую (в ТУ-2) – 5 %, третью (в скруббере) – 11 %.

Для регенерации теплоты в настоящее время применяют трубчатые и пластинчатые теплообменники. Наибольшее распространение получили трубчатые теплообменные аппараты, однако более эффективными являются пластинчатые теплообменники, которые являются компактными и имеют бóльший коэффициент теплопередачи. Эффективность рекуперации теплоты существенно зависит от степени очистки поверхностей теплообмена от волокнистых отложений, что достигается установкой соответствующих фильтров.

На рис. 25.11 приведена применяемая в настоящее время на многих новых предприятиях принципиальная схема рекуперации теплоты отработанного в сушильных установках воздуха.

Схема включает три ступени утилизации теплоты: в теплоуловителе ТУ-1, теплоуловителе ТУ-2 и скруббере. Такая схема применяется для высокоскоростных бумагоделательных машин. Для машин малой и средней производительности, как правило, скруббер отсутствует, так как волокна, содержащиеся в нагретой воде, забивают трубопровод отвода воды.

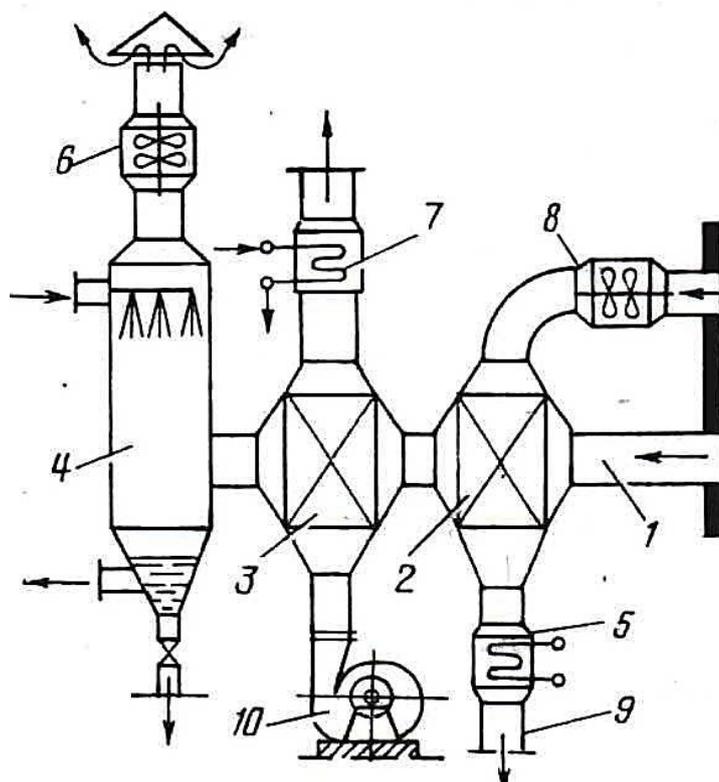


Рис. 25.11. Принципиальная схема рекуперации тепла, обработанного в сушильных установках воздуха:

1 – отводящий канал отработавшего влажного воздуха из сушильной части машины; 2 – теплоуловитель первой ступени (ТУ-1); 3 – теплоуловитель второй ступени (ТУ-2); 4 – скруббер – третья ступень утилизации теплоты паровоздушной смеси; 5, 7 – calorиферы; 6 – осевой вентилятор для вытяжки отработанного влажного воздуха и удаления его в атмосферу; 8, 10 – центробежные вентиляторы приточного воздуха; 9 – воздуховод подачи сушильного воздуха под машину

Вторая ступень утилизации теплоты в теплоуловителе ТУ-2 работает в зимний период неудовлетворительно. Таким образом, в работе находится только теплоуловитель первой ступени ТУ-1 с КПД менее 5 %. Поэтому для таких машин необходимо усовершенствовать систему вентиляции.

На рис. 25.12 представлен термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке.

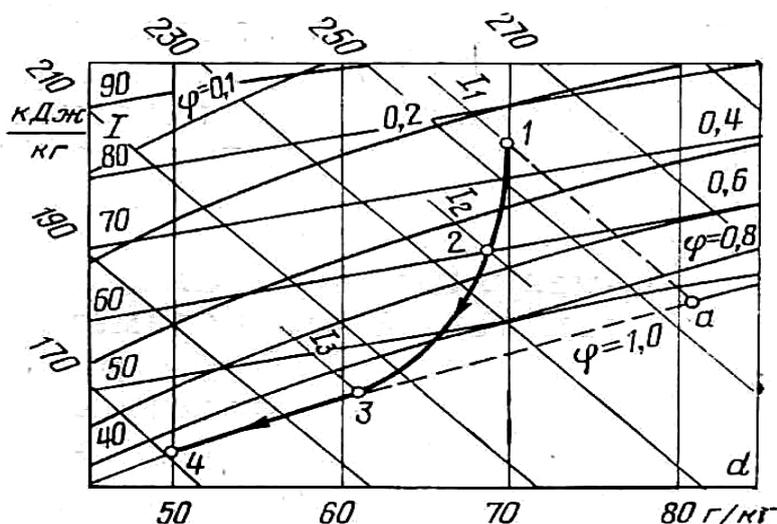


Рис. 25.12. Термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке:  
 процессы утилизации теплоты: (1–2) – в ТУ-1; (2–3) – в ТУ-2;  
 (3–4) – в скруббере

## Глава 26. РАСЧЕТ ТЕПЛОУЛОВИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И ЦЕХА

Поверхность теплоуловителей первой и второй ступеней,  $m^2$ , определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{3,6 \cdot K_p \cdot \Delta t},$$

где  $Q$  – количество теплоты, передаваемой в теплоуловителе, кДж/ч;  
 $K_p$  – расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t$  – температурный напор, °С.

Количество теплоты, передаваемой в теплообменном аппарате, кДж/ч, находится из уравнения теплового баланса теплоуловителя

$$Q = L_{см} (I_{см}^{нач} - I_{см}^к) \eta = L_B (I_B^{вх} - I_B^{вх}),$$

где  $L_{см}$ ,  $L_B$  – массовый расход паровоздушной смеси и сухого воздуха на сушку, кг/ч;  $I_{см}^{нач}$ ,  $I_{см}^к$  – начальная и конечная энтальпия паровоздушной смеси, проходящей через теплоуловитель, кДж/кг;  
 $I_B^{вх}$  и  $I_B^{вх}$  – энтальпия сухого воздуха на входе и выходе из теплоуловителя, кДж/кг;  $\eta$  – коэффициент использования тепла, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, принимается  $\eta = 0,98$ .

Коэффициенты теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси  $\alpha_1$  и со стороны воздуха  $\alpha_2$  являются величинами одного порядка и по абсолютным значениям невелики. Это позволяет термическим сопротивлением  $\delta/\lambda$  пренебречь. Тогда коэффициент теплопередачи определяется из выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется с учетом поправки на загрязнение поверхности теплообмена и неполноту ее омывания рабочими средами

$$K_p = \varphi \cdot K,$$

где  $\varphi = 0,7-0,8$  – поправочный коэффициент, учитывающий загрязнения поверхностей нагрева волокном.

Значения коэффициентов теплоотдачи определяются по соответствующим критериальным зависимостям конвективного теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи при движении паровоздушной смеси внутри труб вычисляется по уравнению

$$\alpha_1 = 0,018 \cdot \frac{\lambda_{см}}{d_{вн}} \cdot Re^{0,8},$$

где  $\lambda_{см}$  – коэффициент теплопроводности смеси при ее средней температуре, Вт/(м · °С);  $d_{вн}$  – внутренний диаметр труб, равный

$$d_{вн} = 0,036 \text{ м}; Re = \frac{v_{см} \cdot d_{вн}}{\nu_{см}} \text{ – критерий Рейнольдса; } v_{см} \text{ – скорость движения паровоздушной смеси в трубах, м/с; } \nu_{см} \text{ – коэффициент кинематической вязкости смеси, м}^2/\text{с, при ее средней температуре, находится по табл. П.2.3, прил. П.2.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании коридорных пучков труб воздухом  $\alpha_2$  определяется по формуле

$$\alpha_2 = 0,177 \cdot \frac{\lambda_{в}}{d_{н}} \cdot Re^{0,64} \cdot c_z,$$

где  $\lambda_{\text{В}}$  – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре потока, Вт/(м · °С);  $d_{\text{Н}}$  – наружный диаметр труб, равный  $d_{\text{Н}} = 0,038$  м;  $\text{Re} = \frac{v_{\text{В}} \cdot d_{\text{Н}}}{\nu_{\text{В}}}$  – критерий Рейнольдса;  $v_{\text{В}}$  – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве, м/с;  $\nu_{\text{В}}$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха при его средней температуре, м<sup>2</sup>/с;  $c_z$  – поправочный коэффициент на число рядов труб по ходу потока, при числе рядов труб 10 и более  $c_z = 1,0$ .

Расчет теплоуловителей для вентиляции сушильных частей бумагоделательных и картоноделательных машин имеет свои особенности. В процессе теплообмена между паровоздушной смесью и приточным воздухом в теплоуловителе второй ступени (ТУ-2) образуются две зоны: сухая и насыщенная. В сухой зоне передача теплоты осуществляется только конвекцией, и определение коэффициента теплоотдачи производится по соответствующим уравнениям конвективного теплообмена. В насыщенной зоне передача теплоты по стороне воздуха также осуществляется только конвекцией.

По стороне паровоздушной смеси передача теплоты происходит совместно конвекцией и конденсацией водяных паров. Поэтому тепловой расчет выполняется отдельно для сухой и насыщенной зоны на основании процесса изменения состояния паровоздушной смеси и воздуха в  $I-d$ -диаграмме.

Количество теплоты, переданной в сухой зоне, кДж/ч, определяется по изменению теплосодержания паровоздушной смеси от начального состояния до состояния насыщения

$$Q_C = L_{CM} (I_{CM}^{нач} - I_{CM}^H).$$

Количество теплоты, переданной в насыщенной зоне, кДж/ч, определяется по изменению теплосодержания паровоздушной смеси на линии насыщения

$$Q_H = L_{CM} (I_{CM}^H - I_{CM}^K),$$

где  $I_{CM}^{нач}$ ,  $I_{CM}^H$ ,  $I_{CM}^K$  – соответственно начальное теплосодержание паровоздушной смеси, на линии насыщения и конечное, кДж/кг;

$L_{CM}$  – массовый расход паровоздушной смеси, кг/ч.

По известной температуре приточного воздуха на входе  $t_B^{ВХ}$  и на выходе  $t_B^{ВЫХ}$ , известных начальных параметрах паровоздушной смеси определяется ее конечное теплосодержание

$$I_{CM}^K = I_{CM}^{нач} - \left( \frac{L_B}{L_{CM}} \right) c_{рв} (t_B^{ВЫХ} - t_B^{ВХ}),$$

где  $L_B$  – массовый расход приточного воздуха, кг/ч;  $c_{рв}$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С).

Коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в насыщенной зоне с учетом конденсации пара рассчитывается по

формуле

$$\alpha_1 = \alpha_{1К} \left( 1 + \frac{\Delta d \cdot r}{1000 \cdot \delta t \cdot c_P^B} \right),$$

где  $\Delta d$  – разность влагосодержаний паровоздушной смеси в насыщенной зоне, г/кг;  $\delta t$  – разность температур паровоздушной смеси в насыщенной зоне, °С;  $r$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $\alpha_{1К}$  – конвективный коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в сухой зоне, Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Температурные напоры для сухой и насыщенной зоны с достаточной для практики точностью можно определить как среднеарифметическое значение из выражений:

для сухой зоны

$$\Delta t_c = \frac{t_{\text{см}}^{\text{нач}} + t_{\text{см}}^{\text{н}}}{2} - \frac{t_{\text{в}}^{\text{вх}} + t_{\text{в}}^{\text{вых}}}{2};$$

для насыщенной зоны

$$\Delta t_n = \frac{t_{\text{см}}^{\text{н}} + t_{\text{см}}^{\text{к}}}{2} - \frac{t_{\text{в}}^{\text{вх}} + t_{\text{в}}^{\text{вых}}}{2}.$$

Коэффициент теплопередачи находится отдельно для каждой из зон. Поверхность теплообмена для сухой и насыщенной зоны рассчитывается из уравнения теплопередачи

$$F_c = \frac{Q_c}{K_c \cdot \Delta t_c}; \quad F_n = \frac{Q_n}{K_n \cdot \Delta t_n}.$$

Полная поверхность теплообмена теплоуловителя второй ступени  $F_{\text{ТУ-2}}$  представляет собой сумму  $F_c$  и  $F_n$ .

Основным недостатком трубчатых и пластинчатых теплообменников являются сравнительно низкие значения коэффициентов теплообмена, вследствие чего требуются аппараты больших габаритов. По мере увеличения производительности бумагоделательных и картоноделательных машин этот фактор становится основным критерием оценки эффективности установки теплообменников.

Сокращение габаритов аппаратов может быть достигнуто путем интенсификации теплообмена в трубчатых и пластинчатых теплообменниках, применяемых в настоящее время, или путем применения более эффективных теплообменных поверхностей.

Весьма перспективным является применение для рекуперации тепла влажного воздуха пластинчатых теплообменников из профильных листов [1, 2]. Методика расчета таких теплообменников приведена в [34]. Основным преимуществом теплообменников из профильных листов является их компактность.

### *Конструктивный расчет теплоуловителей*

Целью конструктивного расчета по стороне воздуха, движущегося по межтрубному пространству, является определение габаритов теплообменника по ширине и глубине, а также числа ходов по воздуху.

Конструктивный расчет трубчатого теплоуловителя по стороне паровоздушной смеси, движущейся внутри труб, сводится к определению количества труб  $Z_0$  при заданной скорости движения смеси  $U_{CM}$  на основании уравнения расхода

$$Z_0 = \frac{4 \cdot L_{CM}}{\pi \cdot d_0^2 \cdot U_{CM} \rho_{CM}}.$$

Высота теплоуловителя определяется исходя из величины поверхности теплообмена

$$H = \frac{F}{\pi d_H Z_0}.$$

Расчет по стороне воздуха производится в такой последовательности. Из уравнения расхода при заданной скорости воздуха  $U_B$  определяется проходное сечение

$$f_{пр.с} = \frac{L_B}{U_B \rho_B}.$$

С другой стороны, проходное сечение для гладких труб определяется из уравнения

$$f_{\text{пр.с}} = (S_1 - d_{\text{н}}) n \cdot H.$$

В приведенных двух последних уравнениях приняты следующие обозначения:  $L_{\text{в}}$  – массовый секундный расход воздуха, кг/с;

$v_{\text{в}}$  – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве, м/с;

$\rho_{\text{в}}$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $S_1$  – поперечный шаг между трубами, м;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м;  $n$  – число труб по ширине пучка, шт.;

$H$  – высота труб, м.

Высотой труб предварительно задаются. Тогда их число по ширине пучка для гладких труб составит

$$n = \frac{f_{\text{пр.с}}}{(S_1 - d_{\text{н}}) H}.$$

Ширина теплоуловителя определяется из выражения

$$\alpha = n \cdot S_1.$$

Число рядов труб по ходу потока находится из величины поверхности теплообмена

$$m = \frac{F}{\pi d_{\text{н}} H n}.$$

Размер теплоуловителя по глубине

$$b = m \cdot S_2,$$

где  $S_2$  – продольный шаг между трубами по ходу движения воздуха.

## **Скрубберы**

Третьей ступенью утилизации теплоты отработавшего влажного воздуха являются *скрубберные установки*, в которых теплота паровоздушной смеси передается воде, распыляемой форсунками. *Скруббер* служит также для очистки смеси от взвешенных частиц.

Скруббер состоит из камеры прямоугольного сечения, трубной гребенки, форсунок и сепаратора. Основным устройством, обеспечивающим эффективную работу скруббера, являются *форсунки*. Их устанавливают на трубных гребенках в поперечном сечении шахты. Поток диспергированной воды направляется навстречу потоку паровоздушной смеси. Для скрубберов теплорекуперационных агрегатов (ТРА) применяются форсунки тангенциального типа со сменной капроновой насадкой диаметром 4–12 мм.

Вода, выходящая из сопла форсунки, распыляется за счет сообщения ей одновременного вращательного и поступательного движения направляющими насадками, винтами и втулками.

Скрубберы ТРА работают в зимнем и летнем режимах, определяемых температурой орошающей воды.

Коэффициент орошения определяется выражением

$$\mu = G_B/L_{C.B},$$

где  $G_B$  – расход орошающей воды;  $L_{C.B}$  – расход сухой части отработавшего воздуха.

Необходимое число форсунок, устанавливаемых в скруббере,

$$n_{\Phi} = G_B/g,$$

где  $g$  – производительность одной форсунки, кг/ч.

Сепараторы предназначены для улавливания капелек влаги, увлекаемых потоком паровоздушной смеси, в результате резкого изменения направления движения потока. Их изготавливают из оцинкованной или нержавеющей стали и устанавливают в выходном сечении скруббера.

Режим и эффективность работы скрубберной установки определяется температурой орошающей воды, размерами капель воды, скоростью и параметрами паровоздушной смеси.

Температура воды, подаваемой в скруббер в зимний период, составляет 10–12 °С и нагревается до 35–40 °С. Для летнего режима температура воды на входе составляет 20–25 °С, а на выходе –45–50 °С.

Максимальный диаметр капель при распыливании механическими форсунками можно определить по формуле

$$d = \frac{8 K \sigma_{\text{В}} g}{\rho_{\text{В}} u_{\text{В}}^2},$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от свойств жидкости, для воды

$K = 0,5$ ;  $\sigma_{\text{В}}$  – коэффициент поверхностного натяжения, для воды

$\sigma_{\text{В}} = 0,0075$  Н/м;  $\rho_{\text{В}}$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $u_{\text{В}}$  – скорость выхода струи воды из сопла, м/с.

Расход теплоты  $Q_{\text{С}}$ , передаваемой в скруббере, рассчитывается из уравнения теплового баланса скруббера

$$Q_{\text{С}} = G_{\text{В}} \cdot c_{\text{рв}} \left( t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} \right) = L_{\text{СМ}} \left( I_{\text{СМ}}^{\text{ВХ}} - I_{\text{СМ}}^{\text{ВЫХ}} \right) \eta_{\text{С}},$$

где  $G_{\text{в}}$ ,  $L_{\text{см}}$  – массовые расходы свежей воды и паровоздушной смеси, кг/ч;  $c_{\text{рв}}$  – теплоемкость воды, кДж/(кг · °С);  $t_{\text{в}}^{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{в}}^{\text{вых}}$  – температура воды на входе и выходе из скруббера, °С;  $I_{\text{см}}^{\text{вх}}$ ,  $I_{\text{см}}^{\text{вых}}$  – энтальпия паровоздушной смеси на входе и выходе из скруббера, кДж/кг;  $\eta_{\text{с}}$  – КПД скруббера,  $\eta_{\text{с}} = 0,99$ .

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение П.1

Соотношения между единицами МКГСС и СИ

### Перевод физических величин из единиц измерения МКГСС в СИ

Сила.....	1 кгс = 9,80665 Н.
Давление.....	1 Н = $10^5$ дин; 1 кгс/см <sup>2</sup> = 98066,5 Н/м <sup>2</sup> ; 1 кгс/см <sup>2</sup> = 98066,5 Н/м <sup>2</sup> ; 1 бар = $10^5$ Н/м <sup>2</sup> ; 1 бар = 1,02 кгс/см <sup>2</sup> .
Работа.....	1 кгс · м = 9,80665 Дж.
Энергия.....	1 кВт · ч = 860 ккал; 1 л. с. · ч = 0,736 кВт · ч.
Количество теплоты.....	1 ккал = 4,1868 кДж.
Тепловой поток.....	1 ккал/ч = 1,163 Вт.
Плотность теплового потока.....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч) = 1,163 Вт/м <sup>2</sup> .
Энтальпия, теплота фазового перехода.....	1 ккал/кг = 4,1868 кДж/кг.
Теплоемкость.....	1 ккал/(кг · °С) = 4,1868 кДж/(кг · °С).
Динамический коэффициент вязкости.....	1 кгс · с/м <sup>2</sup> = 9,81 Н · с/м <sup>2</sup> .
Теплопроводность.....	1 ккал/(м · ч · °С) = 1,163 Вт/(м · °С).
Коэффициент теплоотдачи (теплопередачи).....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · °С).
Коэффициент излучения.....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч · К <sup>4</sup> ) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · К <sup>4</sup> ).

## Приложение П.2

### Характеристики теплоносителей

Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения приведены в табл. П.2.1 и П.2.2, сухого воздуха – в табл. П.2.3.

Таблица П.2.1

#### Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения

$P \cdot 10^{-5},$ Па	$t,$ °С	$v',$ м <sup>3</sup> /кг	$v'',$ м <sup>3</sup> /кг	$I',$ кДж/кг	$I'',$ кДж/кг	$r,$ кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,040	30,0	0,001004	34,80	121,4	2554,1	2432,7
0,075	40,3	0,001008	19,24	168,8	2574,5	2405,7
0,100	45,8	0,001010	14,68	191,8	2584,4	2392,6
0,20	60,1	0,001017	7,65	251,5	2609,6	2358,1
0,30	69,1	0,001022	5,23	289,3	2625,3	2336,0
0,40	75,9	0,001027	4,00	317,7	2636,8	2319,2
0,50	81,4	0,001030	3,24	340,6	2646,0	2305,4
0,80	93,5	0,001039	2,09	391,7	2666,0	2274,3
0,90	96,7	0,001041	1,87	405,2	2671,1	2265,9
1,00	99,7	0,001043	1,69	417,5	2675,7	2258,2
1,20	104,8	0,001048	1,43	439,4	26,83,8	2244,4
1,40	109,3	0,001053	1,24	458,4	2690,8	2232,4
1,60	113,3	0,001055	1,09	475,4	2696,8	2221,4
1,80	116,9	0,001058	0,978	490,7	2702,1	2211,4
2,0	120,2	0,001061	0,886	504,7	2706,9	2202,2

Окончание табл. П.2.1

1	2	3	4	5	6	7
2,2	123,3	0,001064	0,810	517,6	2711,3	2193,7
2,5	127,4	0,001067	0,719	535,4	2717,2	2181,8
3,0	133,5	0,001074	0,606	561,4	2725,5	2164,1
3,5	138,9	0,001079	0,524	584,3	2732,5	2148,2
4,0	143,6	0,001084	0,462	604,7	2738,5	2133,8
4,5	147,9	0,001089	0,444	623,2	2743,8	2120,6
5,0	151,9	0,001093	0,375	640,1	2748,5	2108,4
5,5	155,5	0,001097	0,343	655,8	2752,7	2096,9
6,0	158,8	0,001100	0,316	670,4	2756,4	2086,0
10,0	179,9	0,001127	0,194	762,6	2777,0	2014,4
12,0	188,0	0,001139	0,163	798,4	2783,4	1985,0
14,0	195,0	0,001149	0,141	830,1	2788,4	1958,3
15,0	198,3	0,001154	0,132	844,7	2790,4	1945,7

Таблица П.2.2

**Физические свойства воды на линии насыщения**

$t$ , °C	$P \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
10	1,013	999,7	4,191	58,0	1,306	9,45
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,2	0,805	5,45
40	1,013	992,2	4,174	62,7	0,659	4,36
50	1,013	988,1	4,174	64,0	0,556	3,59
60	1,013	983,1	4,179	65,0	0,478	3,03
70	1,013	977,8	4,187	66,2	0,415	2,58
80	1,013	971,8	4,195	66,9	0,365	2,23
90	1,013	965,3	4,208	67,6	0,326	1,97
100	1,013	958,4	4,220	68,4	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	0,272	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	0,252	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,5	0,233	1,35
140	3,61	926,1	4,287	68,5	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,1	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,6	0,181	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,2	0,173	1,03

Таблица П.2.3

**Физические свойства сухого воздуха (при  $P_B = 0,101$  МПа)**

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м ·°C)	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680

## Приложение П.3

Размеры стальных бесшовных труб (ГОСТ 8732–78) приведены в табл. П.3.

Таблица П.3

### Размеры стальных бесшовных труб

Условный диаметр $d_0$ , мм	Наружный диаметр $d_H$ , мм	Внутренний диаметр $d_B$ , мм	Толщина трубы $\delta$ , мм	Толщина изоляции $\delta_{из}$ , мм
1	2	3	4	5
20	25	20	2,5	40
32	38	33	2,5	40
40	45	40	2,5	40
50	57	51	3,0	50
65	70	64	3,0	50
70	76	70	3,0	50
80	89	82	3,5	50
100	108	100	4,0	50
125	133	125	4,0	60
150	159	150	4,5	60
175	194	184	5,0	60

Окончание табл. П.3

1	2	3	4	5
200	219	207	6,0	60
250	273	259	7,0	60
300	325	309	8,0	60
350	377	359	9,0	70
400	426	408	9,0	70
450	480	466	7,0	70
500	530	514	8,0	70
800	820	800	10	80
1000	1020	996	12	90
1100	1120	1096	12	100
1200	1220	1192	14	100
1400	1420	1392	14	110



К табл. П.4.1.

*Примечание.* Для комплектации котлов ДКВР-2,5; 4; 6,5; 10 при сжигании газа и мазута применяются двухзонные вихревые газомазутные горелки типа ГМГ.

Таблица П.4.2

### Технические характеристики котлов типа ДЕ

Тип котла	Паро-производительность, т/ч (МВт)	Рабочее давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> /)	Температура пара, °С	КПД, %		Расход топлива	
				Газ	Мазут	Газ (м <sup>3</sup> /ч)	Мазут (кг/ч)
1	2	3	4	5	6	7	8
ДЕ-4-14 ГМО	4,0 (2,65)	1,4 (14)	194	92,1	89,9	287	272
ДЕ-6,5-14 ГМО	10 (4,31)					466	443
ДЕ-6,5-14-225 ГМО				92,4	90,3	482	455
ДЕ-10-14 ГМ	10,0 (6,63)		93,2	91,3	710	671	
ДЕ-10-14-225 ГМО			225	91,9	90,8	742	695
ДЕ-10-24 ГМО			2,3 (23)	221	93,2	91,3	710

Окончание табл. П.4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	
ДЕ-10-24-250 ГМО	10,0 (6,63)	2,3 (23)	250	91,9	90,8	742	695	
ДЕ-16-14 ГМО	16,0 (10,61)	1,3 (13)	194	93	90,1	1141	1088	
ДЕ-16-14-225 ГМО			225		89,9	1202	1124	
ДЕ-16-24 ГМО		2,3 (23)	221	91,2	90,1	1141	1088	
ДЕ-16-24-250 ГМО			250		89,9	1202	1124	
ДЕ-16-24-380 ГМО			380		91,5	88,7	1390	1296
ДЕ-25-14 ГМО			25,0 (16,58)		1,3 (13)	194	93,9	91,7
ДЕ-25-14-225 ГМО	225	93		90,6		1868	1740	
ДЕ-25-15-270 ГМО	1,4 (14)	270		93,4	90,95	1916	1803	
ДЕ-25-15-285 ГМО		285		93,1	90,9	2023	1879	
ДЕ-25-24 ГМО	2,3 (23)	221		93,9	91,7	1762	1670	
ДЕ-25-24 ГМ-ОЭ				94,5	90,93	1750	1684	
ДЕ-25-24-250 ГМО		250		91,3	89,9	2126	2008	
ДЕ-25-24-380 ГМО		380						

Таблица П.4.3

## Характеристики водогрейных котлов

Характеристика котла при номинальной нагрузке	КВ-ГМ-100		КВ-ГМ-50		КВ-ГМ-30	
	Топливо					
	Мазут	Газ	Мазут	Газ	Мазут	Газ
Теплопроизводительность, МВт	~116	~116	~58	~58	~35	~35
Расчетный расход воды, т/ч	1235	1235	618	618	370	370
Гидравлическое сопротивление, МПа	~0,165	~0,165	~0,133	~0,133	~0,19	~0,19
Сопротивление газового тракта, Па	~1200	~1200	~950	~1000	~670	~650
Сопротивление воздушного тракта с горелкой, Па	~3100	~3100	~2400	~2400	~2800	~2800
Температура уходящих газов, °С	180	138	180	140	250	185
КПД котла, %	91,3	92,7	91,1	92,6	87,7	89,8
Расход топлива, т/ч (н. м <sup>3</sup> /ч)	11,5	12520	5,75	6260	3,68	3860
Объем уходящих газов при $t_{ух}$ , тыс. м <sup>3</sup> /ч	240,0	229,0	121,5	116,0	90,0	79,0

## Приложение П. 5

В табл. П.5.1 приведены питательные насосы, в табл. П.5.2 представлены характеристики вентиляторов и дымососов.

*Таблица П.5.1*

### Питательные центробежные насосы с электроприводом

Тип насоса	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Напор, МПа	Тип и мощность электродвигателя, кВт
Насосы для котлов на 4 МПа, выпускаемые Сумским насосным заводом ( $n = 2960-2970$ об/мин; $t_{п.в}$ до 160°C)			
ПЭ-150-56	150	~ 5.8	400/6000
ПЭ-100-56-2	100	~ 5.8	320/6000
ПЭ-100-42-2	100	~ 4,4	200/380
ПЭ-65-56-2	65	~ 5.8	200/380
ПЭ-65-42-2	65	~ 4,4	125/380
Насосы для котлов на 1,3 МПа, выпускаемые Сумским насосным заводом ( $n = 3000-2950$ об/мин; $t_{п.в}$ до 105 °С)			
ЦНС-150-23	150	~ 2,4	160/380
Ясногорский машиностроительный насосный завод			
ЦНСГ-60-198	60	~ 1,98	55 (А2-81-2)
ЦНСГ-60-231	60	~ 2,31	75 (А2-82-2)
ЦНСГ-60-264	60	~ 2,64	75 (А2-82-2)
ЦНСГ-38-198	38	~ 1,98	40 (А2-72-2)
ЦНСГ-38-220	38	~ 2,2	40 (А2-72-2)

Таблица П.5.2.

**Характеристики дутьевых вентиляторов и дымососов**

Типоразмер машины	Параметры на режиме максимального КПД			
	Частота вращения, об/мин	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Полный напор, Па	Мощность на валу, кВт
1	2	3	4	5
<b>Дутьевые вентиляторы:</b>				
ВДН-15	1000	54000	~3200	60
ВДН-17	1000	60000	~4800	90
ВДН-18-Пу	980	115000	~3650	130
	740	85000	~2100	55
ВДН-18-П	980	180000	~3600	200
	740	135000	~2100	100
ВДН-20-Пу	980	165000	~4500	225
	740	125000	~2500	100
ВДН-20-П	980	240000	~4400	350
	740	180000	~2500	150
<b>Дымососы двустороннего всасывания:</b>				
Д-13,5×2у	970	101000	~3160	125
	730	75000	~1730	54
	485	50000	~780	16
Д-15,5×2у	730	105000	~2400	98
	580	80000	~1530	48
Д-18×2	730	180000	~3300	270
	580	143000	~2080	135
Д-20×2	730	245000	~4080	460
	580	195000	~2580	230

Окончание табл. П.5.2

1	2	3	4	5
Дымососы одностороннего всасывания:				
Д-12	970	35000	~2380	27,5
Д-13,5	970	87500	~31500	114
	730	65500	~1790	46,5
	485	44000	~790	14,7
Д-15,5	970	129500	~41500	217
	730	10000	~2380	95,5
	585	80000	~1510	50,0
Д-18	730	170000	~3150	220
	585	14000	~2050	115
Д-18	730	200000	~3900	380
	585	18000	~2600	280
ДН-12,5	1000	24200	~1640	14
ДН-12,5	1500	35000	~3800	45
ДН-15	1000	50000	~2300	40
ДН-17	750	57000	~1700	31
ДН-19	600	63000	~1730	
	750	79000	~2700	72
	1000	105000	~4800	172
ДН-21	600	90000	~2120	65
	750	11000	~3300	124
ДН-22ГМ	750	144000	~3400	172
ДН-24ГМ	750	185000	~4000	262
ДН-26ГМ	600	190000	~3000	210

## Приложение 6

В табл. П.6.1 приведены характеристики деаэраторов атмосферного типа, в табл. П.6.2 представлены охладители выпара к деараторам

Таблица П.6.1

### Смешивающие деаэраторы атмосферного типа с барботажем, избыточное давление 0,02 МПа

Тип	Производительность, т/ч	Диаметр колонки наружной, мм	Высота колонки, мм
ДСА-25	25	816	1010
ДСА-50	50	1212	1330
ДСА-75	75	1212	1330
ДСА-100	100	1212	1354
ДСА-150	150	1412	1608
ДСА-200	200	1412	1608
ДСА-300	300	1812	1728

Таблица П.6.2

### Охладители выпара к деаэраторам атмосферного давления

Тип деаэраторной колонки, комплектуемой охладителем	Поверхность охладителя, м <sup>2</sup>	Наружный диаметр корпуса, мм	Полная длина охладителя, мм
ДСА-25	2	325	1200
ДСА-75	8	325	2550
ДСА-100	8	325	2550
ДСА-150	16	426	2700
ДСА-200	16	426	2700
ДСА-3000	24	529	2750

## Приложение 7

Технические характеристики редуционно-охладительных установок приведены в табл. П.7.1 и П.7.2.

*Таблица П.7.1.*

### Технические характеристики редуционно-охладительных установок БКЗ

Производительность, т/ч	Параметры редуцированного пара		Трубопровод редуцированного пара	Аварийный клапан		Диаметр $D_y$ при $P_1$ , МПа и $t_1$ , °С			
	Давление, МПа	Температура, °С		$D_y$ , мм	Количество	$\frac{0,7}{300}$	$\frac{1,3}{300}$	$\frac{1,6}{350}$	$\frac{3,9}{450}$
						РК	РК	РК	РК
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,5	0,12	130	150	100	2	80	80	80	—
	0,3	160	150	80	1	80	80	80	—
	0,6	190	100	80	2	—	—	80	—
5	0,12	130	250	150	1	—	100	100	—
	0,3	160	200	150	1	—	100	100	—
	0,6	190	150	100	1	—	100	100	—
10	0,12	130	350	200	1	150	100	100	80
	0,3	160	250	150	1	150	100	100	80
	0,6	190	200	150	1	150	100	100	80
	1,1	250	150	100	1	—	—	—	80

Окончание табл. П.7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	0,12	130	500	250	2	250	200	150	100
	0,3	160	350	200	1	200	150	150	100
	0,6	190	250	150	1	200	150	100	100
	1,1	250	200	150	1	—	—	—	100
	1,5	300	200	100	1	—	—	—	100
	2,3	350	200	100	1	—	—	—	100
30	0,12	130	700	250	2	300	200	150	150
	0,3	160	400	250	1	200	200	150	150
	0,6	190	300	200	1	—	200	100	150
	1,1	250	250	150	1	—	—	—	150
	1,5	300	200	150	1	—	—	—	150
	2,3	350	200	100	1	—	—	—	150
40	0,12	130	700	250	2	300	250	250	150
	0,3	160	500	200	2	300	250	250	150
	0,6	190	350	200	1	—	250	250	150
	1,1	250	300	200	1	—	—	—	150
	1,5	300	250	150	1	—	—	—	150
	2,3	350	200	150	1	—	—	—	150
60	0,12	130	900	250	3	—	300	250	200
	0,3	160	600	200	2	—	300	250	200
	0,6	190	500	200	1	—	300	250	200
	1,1	250	350	200	1	—	—	—	200
	1,5	300	300	150	1	—	—	—	200
	2,3	350	250	150	1	—	—	—	200

Примечание. РК – редукционный клапан.

**Техническая характеристика охлаждающих  
установок БКЗ**

Произво- дительность, т/ч	Пределы регулирования температур $t_1/t_2, ^\circ\text{C}$ , при давлении пара $P$ , МПа			Диаметр трубы ОУ, мм
	0,6–0,8	1,0–1,3	1,5–1,8	
10	$\frac{275 - 325}{160 - 200}$	–	–	219×9
20	$\frac{275 - 325}{160 - 200}$	$\frac{270 - 330}{190 - 230}$	–	273×11, 219×9
30	$\frac{275 - 325}{160 - 200}$	$\frac{270 - 330}{190 - 230}$	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	325×13, 273×11, 219×9
40	$\frac{275 - 325}{160 - 200}$	$\frac{270 - 330}{190 - 220}$	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	377×15, 325×13, 273×11
60	$\frac{275 - 325}{160 - 200}$	$\frac{270 - 330}{190 - 220}$	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	426×16, 377×15, 325×13
80	–	$\frac{270 - 330}{190 - 220}$	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	426×16, 377×15
100	–	–	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	377×15
120	–	–	$\frac{320 - 380}{225 - 275}$	426×16

*Примечания:* 1. В числителе температура пара перед ОУ, в знаменателе – за ней. 2. Длина трубы - охладителя для всех ОУ равна 6000 мм.

## Приложение 8

Технические характеристики вертикальных подогревателей сетевой воды и подогревателей  
низкого давления приведены в табл. П.8.1 и П.8.2.

*Таблица П.8.1*

### Технические характеристики вертикальных подогревателей сетевой воды

Марка подогрева- теля	Пло- щадь поверх- ности тепло- обмена, м <sup>2</sup>	Рабочее давление в паровом простран- стве, МПа	Расчетные параметры пара			Расчетные параметры сетевой воды			Расчетная номиналь- ная теплопроиз- водитель- ность, МВт
			Давление абсолют- ное, МПа	Температу- ра, °С	Номиналь- ный массовый расход, т/ч	Темпера- тура на входе, °С	Темпера- тура на выходе, °С	Номиналь- ный массовый расход, т/ч	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Двухходовые подогреватели</b>									
ПСВ-45-7-15	45	0,7	0,25	126,8	14	70	110	180	8,37
			0,8	169,6	19	100	150	180	10,47
ПСВ-63-7-15	63	0,7	0,25	126,8	19	70	110	240	11,16
			0,8	169,6	20	110	150	240	11,16
ПСВ-90-7-15	90	0,7	0,25	126,8	27	70	110	350	16,28
			0,8	169,6	29	110	150	350	16,28
ПСВ-125-7- 15	125	0,7	0,25	126,8	38	110	150	500	23,26
			0,8	169,6	41	70	110	500	23,26

Окончание табл. П.8.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ПСВ-200-3-23	200	0,3	0,25	126,8	62	70	110	800	37,22
			0,4	142,9	63	90	130	800	37,22
ПСВ-200-7-15	200	0,7	0,7	164,2	65,8	70	150	400	37,22
ПСВ-200-14-23	200	1,4	0,8	169,6	65	110	150	800	37,22
			1,5	197,4	86	130	180	800	46,52
ПСВ-315-3-23	315	0,3	0,25	126,8	110	70	120	1130	65,71
			0,4	142,9	110	80	130	1130	65,71
ПСВ-315-14-23	315	1,4	0,8	169,6	92,6	110	150	1130	52,57
			1,5	197,4	97,0	140	180	1130	52,57
ПСВ-500-3-23	500	0,3	0,25	126,8	92,6	70	110	1500	6,98
			0,4	142,9	97,0	95	130	1500	61,06
ПСВ-500-14-23	500	1,4	0,8	169,6	122,5	110	150	1500	68,78
			1,5	197,4	162	130	180	1500	87,22
<b>Четырехходовые подогреватели</b>									
ПСВ-45-7-15	45	0,7	0,8	169,6	1,5	70	150	90	8,37
ПСВ-63-7-15	63				2,0			120	11,16
ПСВ-90-7-15	90				3,0			175	16,28
ПСВ-125-7-15	125	0,7	0,8	169,6	4,1	70	150130	250	23,26
ПСВ-200-3-23	200	0,3	0,4	142,9	4,8			400	27,91
ПСВ-200-14-23	200	1,4	0,8	169,6	6,6	70	150	400	37,22
			1,5	197,4	5,15	120	180	400	27,91

Таблица П.8.2

## Технические характеристики вертикальных подогревателей низкого давления

Марка подогревателя	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Рабочее давление в паровом пространстве, МПа	Номинальный массовый расход воды, т/ч	Расчетный тепловой поток, Вт	Максимальная температура, °С
1	2	3	4	5	6
ПН-100-16-4-IIIсв	100	0,4	260	1,62	240
ПН-130-16-10-II	130	1,0	230	7,33	400
ПН-200-16-7-I	200	0,7	350	11,9	240
ПН-200-16-7- II	200	0,7	350	11,9	240
ПН-250-16-7- II св	250	0,7	400	11,63	425
ПН-250-16-7- IIIсв	250	0,7	400	11,63	400
ПН-250-16-7- IVсв	250	0,7	400	11,63	400
ПН-350-16-7- I	352	0,7	575	23,96	400
ПН-350-16-7- II	351	0,7	575	17,1	400

Окончание табл. П.8.2

1	2	3	4	5	6
ПН-350-16-7- III	350	0,7	490	24,31	400
ПН-400-26-7- I	478	0,7	750	20,93	400
ПН-400-26-7- II	400	0,7	750	26,75	400
ПН-400-26-2- IV	400	0,2	750	15,7	300
ПН-400-26-8- V	400	0,8	750	26,75	400

## Приложение 9

Технические характеристики водо-водяных теплообменников  
для системы теплоснабжения приведены в табл. П.9.1 и П.9.2.

*Таблица П.9.1*

### Технические характеристики водо-водяных теплообменников

Наименование	Расход нагреваемой воды на расчетном режиме, т/ч			
	5–10	20–40	80–240	400
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	1,6	5,0	21,2	31,2
Рабочие параметры:				
по греющей воде:				
давление, МПа			0,12	
температура воды на входе, °С			104,2	
температура воды на выходе, °С			60	
по нагреваемой воде:				
давление, МПа			0,8	
температура воды на входе, °С			40	
температура воды на выходе, °С			48	
Рабочие параметры:				
по греющей воде:				
давление, МПа	0,8			
температура воды на входе, °С	160			
температура воды на выходе, °С				
по нагреваемой воде:				
давление, МПа	0,8			
температура воды на входе, °С	45			
температура воды на выходе, °С				
Число ходов – 4.				
Размеры трубки – 16 × 1, мм.				
Трубки – латунные				
Длина трубок	1700	1400	1400	2000
Количество трубок	40	84	312	312
Расход воды на расчетном режиме, т/ч:				
греющей	2,5	10	50	80
нагреваемой	10	40	240	400

Водо-водяные подогревательные установки состоят обычно из трубчатых (рис. П.9.2, а) или пластинчатых (рис. П.9.2, б) теплообменников.

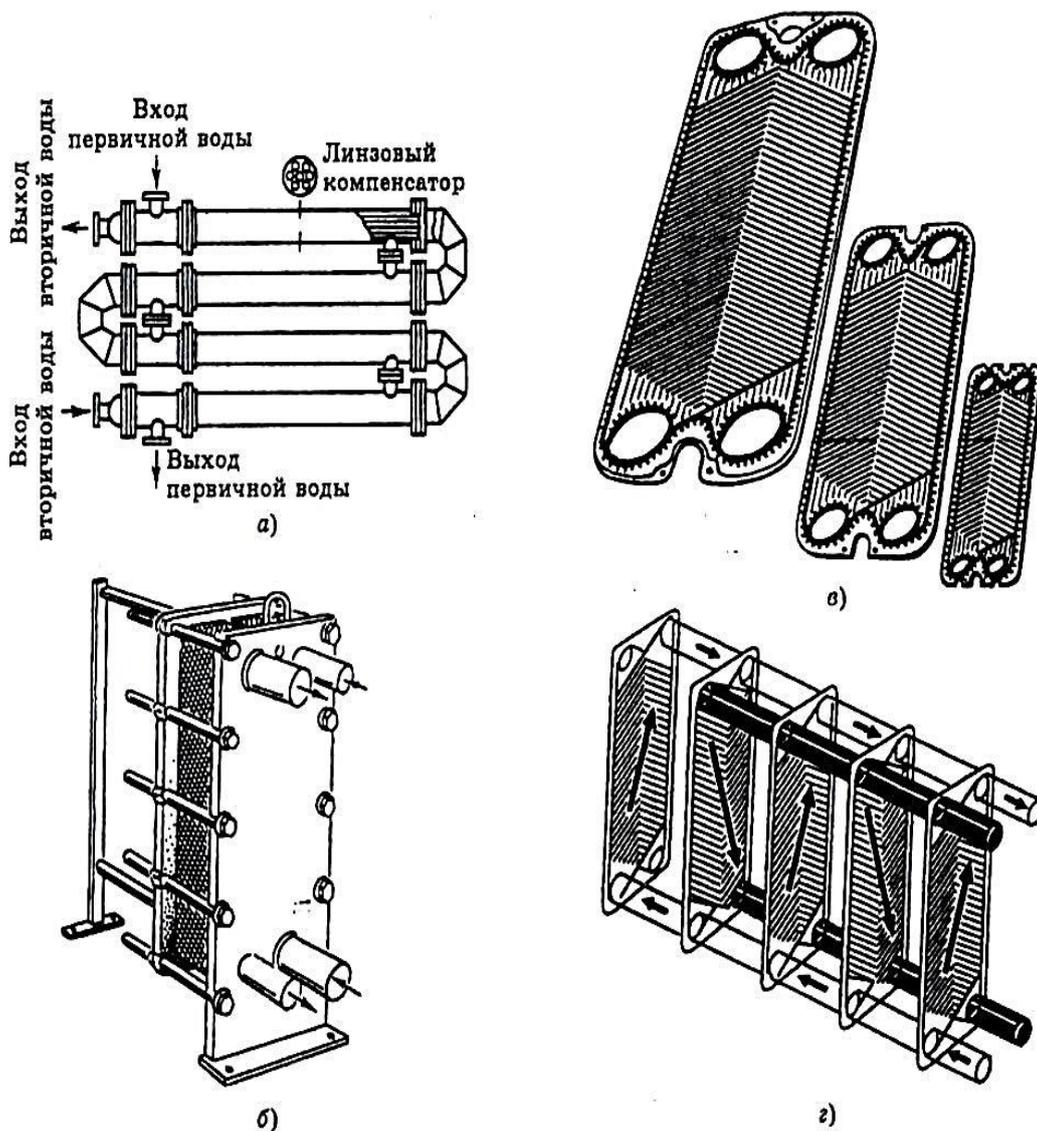


Рис. П.9.2. Схема водо-водяных теплообменников:

а – секционный; б – пластинчатый; в – тонкостенные гофрированные пластины; г – схема движения теплоносителей

## Библиографический список

1. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов. – 2-е изд. перераб. и доп. / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2015. – 575 с.

2. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2014. – 511 с.

3. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теоретические основы теплотехники: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб.: ВШТЭ, ГУПТД, 2017. – 383 с.

4. *Готовский, М. А.* Тепломассообмен в технологических установках / М. А. Готовский, В. А. Суслов. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 420 с.

5. *Жучков, П. А.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие для вузов / П. А. Жучков, А. П. Гофлин, В. И. Саунин. – М.: Экология, 1991. – 353 с.

6. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки: учеб. пособие / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2002. – 117 с.

7. *Жучков, П. А.* Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве / П. А. Жучков. – М.: Лесная промышленность, 1978. – 408 с.

8. *Клименко, А. В.* Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. – М.: МЭИ, 2000. – 528 с.
9. *Клименко, А. В.* Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2004. – 632 с.
10. *Жучков, П. А.* Тепловые процессы и установки ЦБП: учеб. пособие / П. А. Жучков, Л. М. Бойков, И. И. Войцеховский. – Л.: ЛТА, 1981. – 106 с.
11. *Жучков, П. А.* Высокотемпературные установки целлюлозно-бумажного производства : учеб. пособие / П. А. Жучков. – Л.: ЛТА, 1985. – 84 с.
12. *Жучков, П. А.* Спецвопросы тепломассообмена в энерготехнологических процессах и установках целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие / П. А. Жучков. – СПб.: ЛТА, 1986. – 94 с.
13. *Бельский, А. П.* Специальные вопросы тепломассообмена в энергетических и теплотехнологических процессах и установках: учеб. пособие / А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин. – СПб.: СПб ГТУ РП, 1997. – 98 с.
14. *Баскаков А. П.* Теплотехника: учебник для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; под ред. А. П. Баскакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД БАСТЕТ», 2010. – 328 с.
15. *Ерофеев, В. Л.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин; под ред. В. Л. Ерофеева. – М.: ИКЦ 2 «Академкнига», 2008. – 488 с.
16. *Делягин, Г. Н.* Теплогенерирующие установки: учебник для вузов (перераб. и доп.) / Г. Н. Делягин, В. Н. Лебедев, Б. А. Пермяков, П. А. Хаванов. – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2010. – 624 с.

17. *Сидельковский, Л. Н.* Котельные установки промышленных предприятий: учебник для вузов / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2009. – 336 с.
18. *Быстрицкий, Г. Ф.* Основы энергетики: учебник / Г. Ф. Быстрицкий. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: КНОРУС, 2011. – 352 с.
19. *Аметистов, Е. В.* Основы современной энергетики, в 2-х томах / под общ. ред. Е. В. Аметистова. Т. 1, Современная теплоэнергетика; под ред. А. Д. Трухня, – М.: МЭИ, 2010. – 471с.
20. *Белоусов, В. Н.* Топливо и теория горения. Ч. I. Топливо: учеб. пособие / В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин, О. С. Смирнова. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2011. – 85 с.
21. *Белоусов, В. Н.* Топливо и теория горения. Ч. II. Теория горения: учеб. пособие / В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин, О. С. Смирнова. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2011. – 140 с.
22. *Смородин, С. Н.* Котельные установки и парогенераторы: учеб. пособие / С. Н. Смородин, А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2009.
23. *Хзмалян, Д. М.* Теория горения и топочные устройства: учеб. пособие для студ. вузов / Д. М. Хзмалян, Я. А. Каган; под ред. Д. М. Хзмаляна. – М. : Энергия, 1976. – 488 с.
24. *Круглов, Г. А.* Теплотехника: учеб. пособие / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Е. С. Круглова. – СПб.: Лань, 2010. – 208 с.
25. *Александров, А. А.* Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М.: МЭИ, 1999. – 168 с.
26. *Клименко, А. В.* Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. А. В.

Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2001. – 564 с.

27. *Луканин, В. Н.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; под ред. В. Н. Луканина. – 5-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2006. – 671 с.

28. А.с. 767454 СССР, МКИ F23C 7/04 Топка содорегенерационного агрегата. / П. А. Жучков, О. Д. Евсеев. / (СССР).

29. *Сморозин, С. Н.* Тепловой расчет котельных агрегатов: учеб. пособие / С. Н. Смородин, А. Н. Иванов. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2003. – 132 с.

30. *Хзмалян, Д. М.* Теория топочных процессов / Д. М. Хзмалян. М.: Энергоатомиздат – 1990. – 352 с.

31. *Ковалев, А. П.* Парогенераторы: учебник для вузов / А. П. Ковалев, Н. С. Лелеев, М. Д. Панасенко и др.; под ред. А. П. Ковалева – Л.: Энергия, 1966. – 448 с.

32. *Соловьев, Ю. П.* Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей / Ю. П. Соловьев. – М.: Энергия, 1976. – 192 с.

33. *Михеев, М. А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 3-е изд. репринтное. – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2010. – 344 с.

34. *Соколов, Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. – 7-е изд., стереот. – М.: Изд. МЭИ, 2001. – 472 с.

35. *Мурзич, А. Ф.* Теплообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2005. – 288 с.

36. *Исаченко, В. П.* Теплопередача: учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. –

417 с.

37. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 279 с.

38. Липов, Ю. М. Компоновка и тепловой расчет парогенератора. учеб. пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, З. Г. Модель. – М.: Энергия, 1975. – 176 с.

39. Юрнев, В. Н. Теплотехнический справочник. Под ред. В. Н. Юрнева, П. Д. Лебедева. – М.: Энергия. Т.1, 1975; Т.2, 1976. – 896 с.

40. Роддатис, К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Роддатис, Я. Б. Соколовский. – М.: Энергия, 1975. – 368 с.

41. Стырикович, М. А. Парогенераторы электростанций / М. А. Стырикович, К. Я. Катковская, Е. П. Серов. – М.: Энергия, 1966. – 384 с.

42. Резников, М. И. Парогенераторные установки электростанций. учебник для техникумов. . 2-е изд. / М. И. Резников. – М.: Энергия, 1974. – 360 с.

43. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). 3-е изд., перераб.; С.Пб.: НПОЦКТИ, 1998. – 256 с.

44. Шкроб, М. С. Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций / М. С. Шкроб, Ф. Г. Прохоров. – М.: Госэнергоиздат, 1961.

45. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана. 3-е изд. – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.

46. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.; Л.: Изд-во ГЭИ, 1960.

47. Александров, В. Г. Паровые котлы малой и средней мощности / Изд.2-е, перераб. и доп. – Л.: Энергия, 1972. – 200 с.

48. *Максимов, В. М.* Котельные агрегаты большой производительности / В. М. Максимов. – М.: Машгиз, 1961. – 431 с.
49. Парогенераторы / под ред. А. П. Ковалева. – М.–Л.: Энергия, 1966. – 448 с.
50. *Семенов, Н. А.* Котельные установки промышленных предприятий / Н. А. Семенов, Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 392 с.
51. *Костюк А. Г.* Паровые и газовые турбины: учебник для вузов / А. Г. Костюк. – М.: МЭИ, 2008.
52. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. пособие. М.: МЭИ, 2008.
53. *Сазонов, Б. В.* Тепловые электрические станции: учеб. пособие для техникумов / Б. В. Сазонов. – М.: Энергия, 1974. – 224 с.
54. *Рыжкин, В. Я.* Тепловые электрические станции: Учебник для вузов по специальности «Тепловые электрические станции» 2-е изд. перераб. и доп. / В. Я. Рыжкин. – М.: Энергия, 1976. – 448 с.
55. *Белинский, С. Я.* Энергетические установки электростанций: учебник для вузов / С. Я. Белинский, Ю. М. Липов. – М.: Энергия, 1974. – 304 с.
56. *Карелин, В. Я.* Насосы и насосные станции: учебник для вузов (перераб. и доп.) / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2010. – 448с.
57. *Сапожников, С. З.* Техническая термодинамика и теплопередача / С. З. Сапожников, Э. Л. Китанин. – СПб.: СПб ГПУ, 2003. – 319 с.
58. *Технология целлюлозно-бумажного производства.* В 3-х т. Т. II. Производство бумаги и картона. Ч. I. Технология производства и обработки бумаги и картона. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.

59. *Непенин, Ю. Н.* Технология целлюлозы. В 3-х т. Т. II. Производство сульфатной целлюлозы: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. / Ю. Н. Непенин. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 600 с.
60. *Роддатис, К. Ф.* Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Роддатис, А. Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
61. *Кирюхин, В. И.* Паровые турбины малой мощности КТЗ / В. И. Кирюхин, Н. М. Тараненко, Е. П. Огурцова и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
62. *Мурзич, А. Ф.* Теплообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов.– СПб.: СПбГТУРП, 2005. – 288 с.
63. *Соколов, Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е. Я. Соколов. – М.: Изд. МЭИ, 2001. – 472 с.
64. *Целлюлоза, бумага и картон. Тепловой баланс целлюлозно-бумажного производства / А. П. Бельский, Л. М. Бойков, И. М. Нартов.* Научно-реферативный сборник. – М.:1979. №4. – С. 16.
65. *Волков, А. Д.* Физические свойства щелоков целлюлозного производства / А. Д. Волков, Г. П. Григорьев. – М., 1970. – 121 с.
66. *Липовков И. З.* Содорегенерационные котлоагрегаты. 2-е изд., перераб. / И. З. Липовков. – М., 1977. – 224 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Часть вторая. Теплоэнергетические установки.....	5
Раздел I. Котельные установки.....	5
Глава 1. Промышленные котельные агрегаты.....	5
1.1. Общие сведения.....	5
1.2. Паровой котел и его основные элементы.....	9
1.3. Поверхности нагрева паровых котлов.....	14
1.3.1. Испарительные поверхности котла.....	14
1.3.2. Пароперегреватель.....	15
1.3.3. Водяной экономайзер .....	16
1.3.4. Воздухоподогреватель.....	17
Глава 2. Конструкции современных паровых котлов.....	18
2.1. Паровые котлы.....	18
2.2. Водогрейные котлы.....	28
2.3. Котлы-утилизаторы.....	32
Глава 3. Тепловой баланс парового котла. Коэффициент полезного действия .....	35
Глава 4. Основы теплового расчета паровых котлов .....	38
Глава 5. Основы аэродинамического расчета.....	42

Глава 6. Водоподготовка. Сепарация пара .....	43
6.1. Водоподготовка.....	45
6.2 .Внутрикотловая очистка пара.....	49
Глава 7. Коррозия поверхностей нагрева.....	53
7.1. Высокотемпературная коррозия.....	54
7.2. Низкотемпературная коррозия.....	54
Глава 8. Загрязнение поверхностей нагрева котла и их очистка .....	58
8.1. Загрязнения поверхностей нагрева котла.....	58
8.2. Очистка поверхностей нагрева котла от золовых загрязнений .....	60
8.2.1. Защита газового тракта котла от золы.....	64
8.2.2. Очистка дымовых газов от вредных выбросов (золы и оксидов).....	66
8.3. Очистка продуктов сгорания от опасных газообразных выбросов.....	73
8.3.1.Очистка продуктов сгорания от окислов серы.....	73

8.3.2. Очистка продуктов сгорания	
от окислов азота.....	74
Глава 9. Рециркуляция дымовых газов.....	78
Глава 10. Вспомогательное оборудование котельного агрегата.....	87
10.1. Питательные устройства паровых котлов.....	87
10.2. Вентиляторы и дымососы.....	91
10.3. Расширители непрерывной и периодической продувки.....	97
10.4. Деаэраторы питательной воды паровых котлов.....	100
10.5. Редукционно-охлаждающая установка.....	103
10.6. Шлакоудаление из топки котельного агрегата .....	105
Глава 11. Правила эксплуатации котельных установок.....	107
Раздел II. Паровые и газовые турбины.....	109
Глава 12. Промышленные паровые турбины.....	109
12. 1. Термодинамические процессы в сопловом аппарате и на лопатках.....	109
12.2. Активная и реактивная турбины.....	119
12.2.1. Активные турбины со ступенями скорости....	121

12.2.2. Реактивные турбины.....	122
12.3. Классификация паровых турбин.....	122
12.4. Конструкция паровых турбин.....	127
12.5. Регулирование работы паровой турбины.....	129
Глава 13. Конденсационные устройства паровых турбин .....	131
Глава 14. Газотурбинные установки (ГТУ).....	134
14.1. Простейшие ГТУ с регенерацией теплоты.....	136
14.2. Теплофикационные ГТУ.....	138
14.3. Парогазовые установки (ПГУ).....	139
 Раздел III. Тепловые электрические станции	
целлюлозно-бумажной промышленности.....	140
Глава 15. Классификация электростанций.....	140
Глава 16. Паротурбинные конденсационные электростанции (КЭС) и электростанции с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергией (ТЭЦ).....	142
16.1. Коэффициент полезного действия КЭС.....	148
16.2. Тепловые электростанции с комбинированной выработкой энергии.....	151
16.3. Тепловые нагрузки ТЭЦ.....	155

16.4. Отпуск пара от ТЭЦ.....	157
16.5. Тепловые схемы ТЭЦ.....	162
16.6. Тепловая экономичность ТЭЦ.....	170
Глава 17. Вспомогательное оборудование ТЭЦ.....	174
17.1. Пароводяные подогреватели.....	174
17.2. Сетевые подогреватели (бойлеры).....	178
17.3. Подогреватели низкого и высокого давления для регенеративного подогрева питательной воды.....	182
17.4. Конденсатные и водяные насосы.....	186
Часть третья. Теплотехнологические установки ЦБП .....	191
Раздел IV. Технология производства сульфатной целлюлозы.....	191
Глава 18. Технологическая схема и оборудование для производства сульфатной целлюлозы .....	191
18.1. Основы технологии получения целлюлозы.....	191
18.2. Регенерация химикатов при сульфатном производстве целлюлозы.....	198
18.3. Тепловой баланс целлюлозно-бумажного предприятия.....	202
Глава 19. Тепловые процессы варки целлюлозы.....	207
19.1. Схема установки непрерывного действия типа «Камюр».....	207

19.2. Тепло- и массообмен в процессах варки целлюлозы.....	212
19.3. Материальный и тепловой балансы.....	215
19.4. Решение проблемы по возврату конденсата от варочного цеха на ТЭЦ.....	219
Глава 20. Тепловые процессы в выпарных аппаратах .....	224
20.1. Общие сведения.....	224
20.2. Конструкции выпарных аппаратов.....	226
20.3. Схемы выпарных станций.....	235
20.3.1. Удельный расход греющего пара.....	234
20.3.2. Схемы включения аппаратов.....	236
20.4. Гидравлический режим выпарного аппарата.....	240
20.5. Теплообмен при выпаривании щелоков.....	243
20.6. Методика теплового расчета выпарной установки .....	245
20.6.1. Тепловой баланс.....	245
20.6.2. Распределение тепловой нагрузки по ступеням испарения.....	247
20.7. Оптимизация и методы регулирования режимов выпарной установки.....	249

Глава 21. Процессы сжигания и регенерации	
сульфатного щелока .....	252
21.1. Организация топочного процесса	
в содорегенерационном агрегате.....	252
21.1.1. Технология регенерации щелока.....	252
21.1.2. Организация топочного процесса	
в современных СРК.....	255
21.2. Современные конструкции содорегенерационных	
котлов.....	256
21.3. Основные реакции процессов сжигания	
и регенерации сульфатного щелока.....	261
21.3.1. Кинетика процессов горения щелока.....	261
21.3.2. Основные реакции с минеральной частью	
щелока в процессе его сжигания.....	263
21.3.3. Процессы восстановления	
сульфата натрия в слое огарка.....	265
21.4. Материальный и тепловой балансы	
топочного процесса .....	266
21.4.1. Материальный баланс.....	266
21.4.2. Тепловой баланс котельного агрегата.....	268

21.5. Особенности процессов сжигания и регенерации сульфатного щелока.....	277
21.5.1. Схема топочных процессов в современных СРК.....	277
21.5.2. Вихревая топка для сжигания щелока.....	279
21.6. Влияние вредных выбросов на экологию...	281
Глава 22. Котельный агрегат для сжигания коры и древесных отходов .....	283
Глава 23. Необходимость модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных и картоноделательных машин.....	295
23.1. Актуальность проблемы.....	294
23.2. Пароконденсатные системы и оборудование сушильных установок БДМ и КДМ.....	298
23.2.1. Тепловой баланс сушильных установок КДМ.....	298
23.2.2. Схемы пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ.....	307
23.2.3. Расчет тепловой схемы сушильной части машины.....	322

Глава 24. Сводная таблица выполненной модернизации пароконденсатных систем на предприятиях ЦБП.....	336
Глава 25. Схемы вентиляции БДМ и КДМ.....	350
Глава 26. Расчет теплоуловителей для системы вентиляции сушильных установки и цеха.....	373
Приложения.....	384
Библиографический список.....	408

Учебное издание

Бойков Лев Михайлович, Нечаев Николай Сергеевич

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**Теоретические основы теплотехники**

Учебное пособие

Техн. редактор Л. Я. Титова

Темплан 2017, поз. 55

---

Подп. к печати

Формат 60× 84/16. Бумага тип. № 1

Уч.-изд. л.26.4. Усл. печ. л.26.4. Тираж 50 экз. Заказ

---

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором, в типографии Политехнического университета.

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.