

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**



Ю.А. Гичёв

**ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Часть I

Днепропетровск НМетАУ 2012

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**

Ю.А. Гичёв

**ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ
Часть I**

Утверждено на заседании Ученого совета академии
в качестве конспекта лекций. Протокол №1 от 30.01.2012

Днепропетровск НМетАУ 2012

УДК 669.1(07)

Гичёв Ю.А. Вторичные энергоресурсы промышленных предприятий. Часть I:
Конспект лекций: Днепропетровск: НМетАУ, 2012. – 57 с.

Приведены общие сведения о вторичных энергоресурсах (ВЭР), дана характеристика основным направлениям использования ВЭР и представлен раздел об использовании ВЭР в коксохимическом производстве.

Рассмотрена методика и представлен пример поверочного теплового расчета водотрубного котла-утилизатора.

Предназначен для студентов направления 6.050601 – теплоэнергетика.

Ил 8. Библиогр.: 7 наим.

Ответственный за выпуск М.В. Губинский, д-р техн. наук, проф.

Рецензенты: В.А. Габринец, д-р техн. наук, проф. (ДНУЖТ)

А.О. Ерёмин, канд. техн. наук, доц. (НМетАУ)

© Национальная металлургическая академия
Украины, 2012

© Гичёв Ю.А., 2012

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСАХ.....	5
1.1 Определение и источники ВЭР.....	5
1.2 Классификация ВЭР.....	6
1.3 Значение ВЭР в черной металлургии.....	7
2 ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ.....	9
2.1 Использование горючих ВЭР в качестве топлива.....	9
2.2 Использование теплоты отходящих газов в котлах-утилизаторах.....	11
2.2.1 Общие сведения и классификация котлов-утилизаторов.....	11
2.2.2 Газотрубные конвективные котлы-утилизаторы.....	13
2.2.3 Водотрубные конвективные котлы-утилизаторы.....	14
2.2.4 Охладители конвертерных газов (ОКГ).....	17
2.3 Система испарительного охлаждения (СИО).....	21
2.3.1 Особенности и преимущество СИО по сравнению с водяным охлаждением.....	21
2.3.2 Классификация, конструкции и характеристика СИО металлургических печей.....	24
3 ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ КОКСОХИМИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА.....	26
3.1 Тепловой баланс процесса коксования и общая характеристика ВЭР коксохимического производства.....	26
3.2 Утилизация теплоты раскаленного кокса.....	28
3.3 Утилизация физической теплоты прямого коксового газа и продуктов сгорания отопительного газа.....	30
4 ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА.....	31
ЛИТЕРАТУРА.....	48
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	49

ВВЕДЕНИЕ

Использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) является одним из основных направлений энергосбережения и экономии топливно-энергетических ресурсов во всех сферах хозяйства, в том числе, и в промышленности. Особенно это касается наиболее энергоемких отраслей промышленности, в которых использование ВЭР может оказаться кардинальным или даже единственным способом снижения потребления энергии.

В числе энергоемких отраслей выделяется черная металлургия, конечный продукт которой (прокат) требует с учетом всех переделов $1,2 \div 1,8$ т условного топлива на 1 т проката.

Доля ВЭР черной металлургии составляет около 85% от общего выхода ВЭР в промышленности. Остальные 15% приходятся на машиностроение, химическую и нефтехимическую промышленности, промышленность строительных материалов и прочих отраслей.

Данный конспект предназначен для специальности 7.05060101 – теплоэнергетика и включает изложение следующих вопросов:

- оценка и анализ ВЭР в различных технологических процессах;
- выбор приоритетных направлений использования ВЭР в том или ином технологическом процессе;
- выбор и расчет теплоутилизационного оборудования;
- принятие проектно-конструкторских решений при размещении теплоутилизационного оборудования в технологических цехах промышленных предприятий.

Дисциплина «Вторичные энергоресурсы промышленных предприятий» тесно взаимосвязана с рядом других дисциплин, читаемых по специальности 7.05060101 – теплоэнергетика: «Топливо и его сжигание», «Котельные установки», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Источники теплоснабжения» и прочие.

Конспект лекций составлен в соответствии с рабочей программой и учебным планом дисциплины «Вторичные энергоресурсы промышленных предприятий». Материал, изложенный в конспекте, может быть использован при выполнении научно-исследовательских работ студентов, курсовых проектов, выпускных работ бакалавров, дипломных проектов специалистов и выпускных работ магистров.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСАХ

1.1 Определение и источники ВЭР

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) – энергия, заключенная в основном или побочных продуктах технологического процесса, которую невозможно использовать в данном технологическом процессе, но можно частично или полностью использовать в другом технологическом процессе.

Например, производство чугуна в доменной печи является источником следующих ВЭР:

- теплота основного продукта (чугуна), температура чугуна на выпуске из печи $t_q^{6\text{bln}} = 1350 \div 1400^\circ\text{C}$;

- энергия побочных продуктов

- теплота шлака, температура шлака на выпуске $t_{\text{шл}}^{6\text{bln}} = 1450 \div 1550^\circ\text{C}$;

- физическая теплота доменного газа, температура доменного газа на колошнике $t_{\text{д.г}}^{\text{кол}} = 150 \div 350^\circ\text{C}$;

- химическая энергия доменного газа, теплота сгорания доменного газа $Q_n^p = 3 \div 5 \text{ МДж/м}^3$;

- избыточное давление доменного газа, давление доменного газа на колошнике $p_{\text{д.г}}^{\text{кол}} \leq 0,25 - 0,35 \text{ МПа}$;

- теплота охладителя элементов конструкции доменной печи (нагретая вода при водяном охлаждении или пар при испарительном охлаждении).

Следует подчеркнуть, что к ВЭР относится именно та энергия продуктов технологического процесса, которую невозможно использовать в данном технологическом процессе и следует утилизировать (полезно использовать) в другом технологическом процессе. Использование ВЭР по технической терминологии представляет собой **утилизацию**. В том случае, если энергия продуктов технологического процесса возвращается в тот же технологический процесс, то это **рекуперация** (возвращение).

Источниками ВЭР черной металлургии являются:

- процессы подготовки железорудного сырья (агломерация и окомкование железорудного концентрата), коксование углей, обжиг известняка, производства огнеупоров и ферросплавов;

- процессы производства чугуна в доменной печи и внедоменные процессы получения железа;

- сталеплавильные процессы (мартеновский, кислородно-конвертерный, электросталеплавильный);

- процессы разливки, кристаллизации, нагрева и прокатки металла.

1.2 Классификация ВЭР

Возможны различные варианты классификации ВЭР, например, по технологической принадлежности (ВЭР доменного производства, сталеплавильного, прокатного), однако наиболее целесообразной является классификация по виду энергии, заключенной в продуктах технологического процесса.

По виду энергии, заключенной в продуктах технологического процесса, ВЭР разделяют на 3 группы:

1. Топливные (горючие) ВЭР – продукты технологического процесса, включающие горючие компоненты, что позволяет использовать их в качестве топлива. В черной металлургии к горючим ВЭР относят:

- горючие отходящие газы технологических процессов (коксовый, доменный, конвертерный, ферросплавный);
- коксовые отсеvy коксохимического производства.

2. Тепловые ВЭР – продукты технологического процесса, имеющие температуры на выходе из технологической печи или агрегата значительно превышающие температуру окружающей среды, т.е. обладающие избыточной физической теплотой. В черной металлургии к тепловым ВЭР относятся:

- физическая теплота основных продуктов технологических процессов (агломерат, окатыши после обжига, известь, кокс, чугун, сталь, прокат);
- физическая теплота металлургических шлаков (доменного, мартеновского, конвертерного, электросталеплавильного);
- физическая теплота отходящих газов технологических печей и агрегатов (агломерационные, газы обжиговых печей, коксовый, доменный, мартеновский, конвертерный, электросталеплавильный, ферросплавный, отходящие газы нагревательных устройств прокатных цехов);
- теплота охладителя элементов конструкций технологических печей и агрегатов, работающих при высоких температурах: нагретая вода при водяном охлаждении, пар при испарительном охлаждении, нагретый воздух при воздушном охлаждении.

3. ВЭР избыточного давления – отходящие газы технологических печей и агрегатов, работающих под давлением выше атмосферного.

1.3 Значение ВЭР в черной металлургии

Значение ВЭР в энергообеспечении предприятий черной металлургии заключается в следующем:

1. В большом удельном (на единицу продукции) выходе ВЭР, что обусловлено, с одной стороны, большим расходом топлива на единицу продукции, а, с другой стороны, невысоким коэффициентом использования топлива в металлургических печах и агрегатах.

В большинстве металлургических печей и агрегатах коэффициент использования топлива составляет около 30%, т.е. остальные 70% энергии топлива являются потенциальными ВЭР. Например, если удельный расход топлива на 1 тонну проката с учетом всех переделов составляет 1,5 т условного топлива, то потенциальный удельный выход ВЭР составит: $1,5 \times 0,7 = 1,05$ т условного топлива на одну тонну проката.

2. В большом объеме металлургического производства, а, следовательно, и в большом выходе ВЭР. В Украине это по 20-25 млн. т чугуна, стали и проката.

3. В высокотемпературности металлургических процессов и, как следствие, в высокой температуре продуктов технологических процессов на выходе: агломерация, обжиг окатышей, обжиг известняка и коксование происходят при температуре около 1000°C , температуры в доменной печи и в сталеплавильных агрегатах превышают 1600°C , температура нагрева металла при прокатке составляет около 1000°C .

4. В большом удельном выходе горючих (топливных) ВЭР: на долю топливных ВЭР приходится около 70% от общего выхода ВЭР в черной металлургии.

Основной характеристикой ВЭР в том либо ином технологическом процессе является удельный выход ВЭР, который определяется произведениями:

для жидких и твердых продуктов

$$q_{ВЭР}^m = m_{ВЭР} \cdot П_{ВЭР}, \text{ кДж/т основного продукта}; \quad (1.1)$$

для газообразных продуктов

$$q_{ВЭР}^v = v_{ВЭР} \cdot П_{ВЭР}, \text{ кДж/т основного продукта}, \quad (1.2)$$

где $m_{ВЭР}$ и $v_{ВЭР}$ – удельный выход продуктов на единицу основного продукта, соответственно, кг или м^3 на тонну основного продукта;

$\Pi_{ВЭР}$ – потенциал ВЭР, который в зависимости от вида ВЭР определяется следующим образом:

- для горючих ВЭР:

$$\Pi_{ВЭР}^G = Q_{н\ ВЭР}^p, \quad (1.3)$$

здесь $Q_{н\ ВЭР}^p$ – теплота сгорания горючего ВЭР;

- для тепловых ВЭР в виде разности энтальпий:

$$\Pi_{ВЭР}^T = i_{ВЭР, t_{вых}}^{тепл} - i_{ВЭР, t_0}^{тепл}, \quad (1.4)$$

здесь $i_{ВЭР, t_{вых}}^{тепл}, i_{ВЭР, t_0}^{тепл}$ – энтальпии тепловых ВЭР, соответственно, при температуре выхода $t_{вых}$ (из технологической печи или агрегата) и температуре окружающей среды t_0 ;

- для ВЭР избыточного давления в виде разности энтальпий при адиабатном расширении газа:

$$\Pi_{ВЭР}^{изб} = i_{ВЭР, p_{вых}}^{изб} - i_{ВЭР, p_0}^{изб}, \quad (1.5)$$

здесь $i_{ВЭР, p_{вых}}^{изб}, i_{ВЭР, p_0}^{изб}$ – энтальпии газа, соответственно, при давлении на выходе $p_{вых}$ (из технологической печи или агрегата) и давлении окружающей среды p_0 .

Распределение ($\varepsilon_{ВЭР}$) и возможная степень использования ВЭР ($\eta_{ВЭР}$) в отдельных металлургических производствах:

<i>Наименование производства</i>	$\varepsilon_{ВЭР}, \%$	$\eta_{ВЭР}, \%$
Коксохимическое	41	90
Доменное	37	85
Сталеплавильное	15	60
Прокатное	7	40

100%

Средневзвешенная
величина – 80,2%

$\varepsilon_{ВЭР}$ – доля ВЭР данного производства в общем объеме ВЭР черной металлургии;

$\eta_{ВЭР}$ – возможная степень использования ВЭР на современном уровне техники.

Фактическая степень использования ВЭР не превышает 40-50% по следующим причинам:

- отсутствие утилизационного оборудования на технологических печах и агрегатах (степень обеспеченности утилизационным оборудованием не превышает 50%);

- невысокая эффективность утилизационного оборудования вследствие износа и недостаточно квалифицированного обслуживания;

- потери ВЭР (доменного газа, пара испарительного охлаждения и проч.);

- отсутствие технических решений по использованию ряда ВЭР (низкопотенциальных тепловых ВЭР менее 300°С, теплоты конвертерного газа, доменного шлака и проч.);

- необходимость использования ВЭР в сочетании с защитой окружающей среды, что значительно усложняет и удорожает решение технической задачи.

2 ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

В черной металлургии можно выделить три основных направления использования ВЭР:

1. Использование горючих ВЭР в качестве топлива.

2. Использование теплоты отходящих газов технологических печей и агрегатов для выработки пара или нагретой воды в котлах-утилизаторах (КУ).

3. Применение систем испарительного охлаждения (СИО), что позволяет получить при охлаждении элементов конструкций печей и агрегатов, насыщенный пар.

Эти направления являются основными по следующим причинам:

- на их долю приходится максимальная выработка энергетической продукции (нагретой воды, пара, электроэнергии) при использовании ВЭР;

- касаются практически всех переделов металлургического производства;

- являются основными направлениями использования ВЭР для других отраслей промышленности.

2.1 Использование горючих ВЭР в качестве топлива

Основные характеристики топливных газообразных ВЭР черной металлургии:

<i>Наименование газа</i>	$\bar{Q}_n^p, \text{ МДж/м}^3$	<i>Основной горючий компонент</i>
Коксовый	< 17	$CH_4 \approx 25\%, H_2 \approx 60\%$
Доменный	~ 4	$CO \approx 30\%$
Конвертерный	~ 9	$CO \leq 90\%$
Ферросплавный	~ 7	$CO \approx 70\%$

Основное значение использования горючих ВЭР заключается в следующем:

- экономия покупного топлива, поступающего на предприятие со стороны, что снижает себестоимость металлургической продукции;
- возможность образования горючих смесей с теплотой сгорания, наиболее приемлемой для того или иного технологического процесса: коксо-доменная, природно-доменная, природно-коксовая, природно-коксо-доменная.

Экономия топлива от применения горючих ВЭР определяется по формуле:

$$B_{\text{э,ВЭР}}^{\Gamma} = \frac{Q_{\text{ВЭР}}^{\Gamma}}{Q_{\text{УТ}}} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2}, \text{ кг у.т.}, \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{ВЭР}}^{\Gamma}$ – теплота горючих ВЭР, используемых за расчетный период (декада, месяц, квартал, год);

$Q_{\text{УТ}}$ – теплота сгорания условного топлива, $Q_{\text{УТ}}=29,3$ МДж/кг;

η_1 – коэффициент использования топлива (КИТ) в топливоиспользующем агрегате при работе на горючем ВЭР;

η_2 – КИТ топливоиспользующего агрегата при работе на замещенном топливе.

Теплота горючих ВЭР, использованных за расчетный период, определяется произведением:

$$Q_{\text{ВЭР}}^{\Gamma} = V_{\text{ВЭР}}^{\Gamma} \cdot Q_{n,\text{ВЭР}}^p, \quad (2.2)$$

где $V_{\text{ВЭР}}^{\Gamma}$ – количество горючего газа, использованного за расчетный период:

$$V_{\text{ВЭР}}^{\Gamma} = M_{\text{П}} \cdot \nu_{\text{ВЭР}}^{\Gamma}, \quad (2.3)$$

здесь $M_{\text{П}}$ – выход основного продукта;

$\nu_{\text{ВЭР}}^{\Gamma}$ – удельный выход горючего ВЭР на единицу основного продукта;

С учетом выражения (2.2) и $\frac{1}{29,3} = 0,0341$ формула (2.1) принимает вид:

$$B_{\text{Э,ВЭР}}^r = 0,0341 \cdot V_{\text{ВЭР}}^r \cdot Q_{\text{н,ВЭР}}^p \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2}; \quad (2.4)$$

2.2 Использование теплоты отходящих газов в котлах-утилизаторах

2.2.1 Общие сведения и классификация котлов-утилизаторов

Котлы-утилизаторы – теплоутилизационные установки, предназначенные для выработки пара или нагретой воды путем использования теплоты отходящих газов технологических печей и агрегатов.

Большое разнообразие конструкций, характеристик и назначений котлов-утилизаторов делает целесообразным их классификацию. В принципе классификация котлов-утилизаторов не отличается от обычных топливных котлов, но имеет ряд особенностей.

В качестве основных вариантов классификации можно выделить следующие:

а) В зависимости от вида получаемого теплоносителя котлы-утилизаторы разделяются на водогрейные, паровые и пароводогрейные, причем паровые котлы могут быть как с выработкой насыщенного, так и перегретого пара.

б) В зависимости от вида теплоносителя, который проходит по трубам поверхностей нагрева, котлы-утилизаторы разделяются на газотрубные, т.е. по трубам проходят отходящие газы, и водотрубные, в трубах проходят вода, пароводяная смесь или пар.

в) В зависимости от способа циркуляции пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева котлы-утилизаторы разделяются на котлы с естественной циркуляцией, многократной принудительной и без циркуляции, т.е. прямоточные. Возможна также и комбинированная циркуляция.

г) В зависимости от температуры, поступающей в котел-утилизатор отходящих газов, котлы-утилизаторы разделяются на низкотемпературные (с температурой газов до 800-900°C, кратковременно до 1100°C) и высокотемпературные при температуре отходящих газов свыше 1100-1200°C.

д) В зависимости от величины параметров получаемого пара котлы-утилизаторы разделяются на котлы-утилизаторы низких параметров (давление пара до 1,4 МПа, температура перегретого пара до 280-300°C), повышенных

параметров (соответственно, до 4,5 МПа и 450°С) и высоких параметров (до 10-14 МПа и 500-550°С).

е) В зависимости от конструкций поверхностей нагрева, определяемых температурой отходящих газов, котлы-утилизаторы разделяются на конвективные, радиационные и радиационно-конвективные.

ж) В зависимости от конфигурации газохода, в котором размещаются поверхности нагрева, котлы-утилизаторы разделяются на вертикальные, горизонтальные, П-образные, а также Г-образные, U-образные и прочих конфигураций.

На предприятиях черной металлургии и других отраслей промышленности можно выделить в качестве основных три типа котлов-утилизаторов:

а) Газотрубные конвективные котлы паропроизводительностью 3 ÷ 30 т/ч.

б) Водотрубные конвективные котлы паропроизводительностью 12 ÷ 50 т/ч.

в) Водотрубные радиационно-конвективные и радиационные котлы-утилизаторы – охладители конвертерных газов (ОКГ) с максимальной паропроизводительностью 130 ÷ 370 т/ч при средней паропроизводительности, соответственно, 30 ÷ 80 т/ч.

Несмотря на сравнительно невысокие паропроизводительности отдельных котлов-утилизаторов по сравнению, например, с энергетическими котлами, суммарная их производительность при использовании отходящих газов от ряда технологических печей и агрегатов цеха (или предприятия в целом) может оказаться весьма значительной и дать соответственно большую экономию топлива. Величину экономии топлива можно определить по формуле:

$$B_{\text{э}} = \left(\frac{Q_{\text{отх}}}{Q_{\text{вт}}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{\text{кв}}}{\eta_{\text{пнк}}} \right), \text{ кг у.т.}, \quad (2.5)$$

где $Q_{\text{отх}}$ – теплота отходящих газов, прошедших через котел-утилизатор за период расчета экономии топлива;

$Q_{\text{вт}}$ – теплота сгорания условного топлива, 29,3 МДж/кг;

$\eta_{\text{кв}}$ – тепловой к.п.д. котла-утилизатора, доли ед.;

$\eta_{\text{пнк}}$ – тепловой к.п.д. замещенного котлом-утилизатором топливного котла, доли ед.

Теплота отходящих газов, использованных в котле-утилизаторе за период расчета экономии топлива, определяется выражением:

$$Q_{отх} = V_{отх} \cdot (i_{отх,t} - i_{отх,t_0}), \quad (2.6)$$

где $V_{отх}$ – количество отходящих газов, прошедших через котел за период расчета экономии топлива;

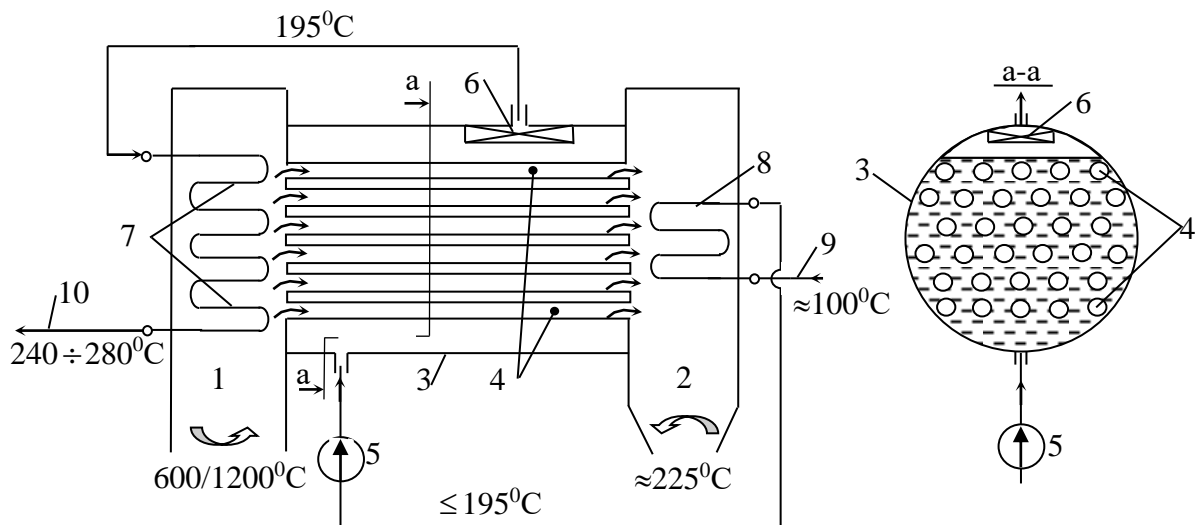
$i_{отх,t}$, $i_{отх,t_0}$ – соответственно энтальпии отходящих газов при их температуре на входе в котел-утилизатор (t) и температуре окружающей среды (t_0).

При подстановке численного значения теплоты сгорания условного топлива 29,3 МДж/кг формула (2.5) принимает следующий вид:

$$B_{э} = 0,0341 \cdot Q_{отх} \cdot \frac{\eta_{кв}}{\eta_{пнк}}, \quad \text{кг у.т.} \quad (2.7)$$

2.2.2 Газотрубные конвективные котлы-утилизаторы

Устройство газотрубного котла-утилизатора при горизонтальной компоновке корпуса котла представлено на рисунке 2.1.



1 и 2 – входная и выходная газовые камеры; 3 – цилиндрический корпус котла (барaban); 4 – пучок газовых труб; 5 – питательный насос; 6 – сепарационное устройство; 7 – пароперегреватель; 8 – экономайзер; 9 – питательная вода из деаэратора; 10 – выход перегретого пара

Рисунок 2.1 – Газотрубный конвективный котел-утилизатор

Питательная вода после атмосферного деаэратора поступает в

экономайзер, а затем в барабан котла, в рабочем объеме которого размещен пучок труб для прохода отходящих газов. Испарение воды происходит непосредственно в объеме барабана между разогретыми газом трубами. Полученный пар удаляется через сепарационное устройство, размещенное в верхней части рабочего объема барабана. Сепарационное устройство выполнено в виде дырчатого потолочного щита или жалюзи, что обеспечивает отделение от потока пара, поступающего из барабана в пароперегреватель, уносимых из полости барабана капель воды. После пароперегревателя пар направляется к потребителям.

Температура отходящих газов на входе в котел в зависимости от марки котла составляет 600°C или 1200°C , на выходе из котла – около 200°C . Снижение теплосодержания отходящих газов при изменении температуры от $600/1200^{\circ}\text{C}$ до 200°C соответствует количеству теплоты, которая идет на выработку пара, т.е. на нагрев воды в экономайзере, испарение воды в барабане и перегрев пара (с учетом потерь теплоты в окружающую среду).

Изменение температуры воды в процессе парообразования представлено на рисунке 2.1 для давлений получаемого пара 1,4 МПа. В этом случае нагрев воды в экономайзере возможен до температуры насыщения при указанном давлении ($\leq 195^{\circ}\text{C}$). Из барабана пар также выходит с температурой насыщения 195°C , а после пароперегревателя его температура составляет $240 \div 280^{\circ}\text{C}$. Расход отходящих газов для таких котлов – $15 \div 55$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

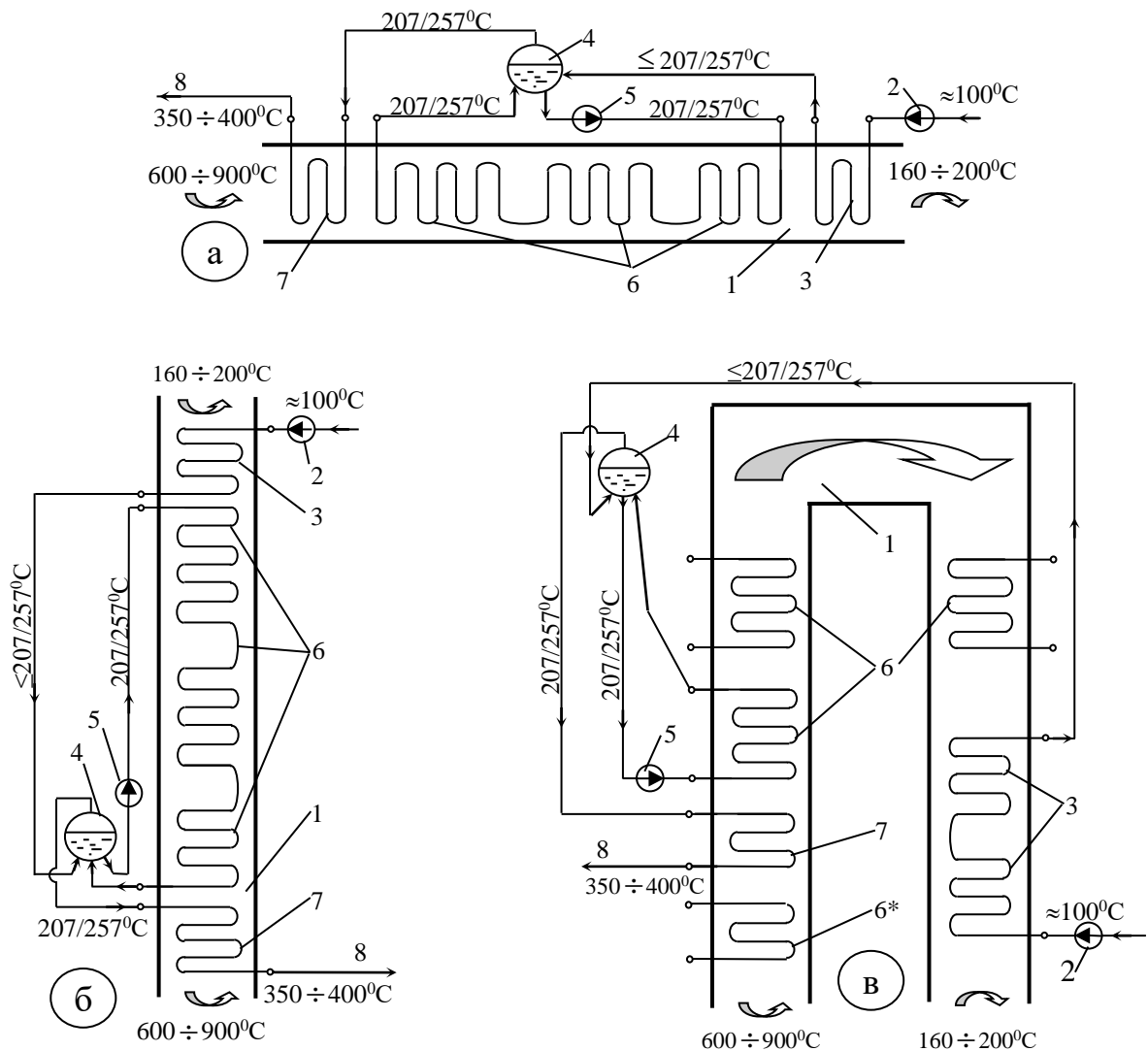
В газотрубных котлах могут отсутствовать экономайзеры или пароперегреватели, котлы могут выполняться с вертикальной компоновкой корпуса. В ряде случаев газотрубные котлы имеют эксклюзивную конструкцию, предназначенную для определенных технологических агрегатов химической и нефтехимической промышленности, цветной металлургии и других отраслей.

2.2.3 Водотрубные конвективные котлы-утилизаторы

Принципиальные схемы водотрубных конвективных котлов-утилизаторов представлены на рисунке 2.2.

Горизонтальная компоновка котлов (см. рис. 2.2 а) обусловлена преимущественным горизонтальным расположением отводящих газоходов технологических печей и агрегатов. Вертикальная компоновка (см. рис. 2.2 б) – необходимостью размещения котлов-утилизаторов в стесненных условиях

цеха, а также экономией производственных объемов и площадей цеха. П-образная компоновка соответствует традиционной компоновке паровых котлов (см. рис. 2.2 в).



а, б, в – соответственно, при горизонтальной, вертикальной и П-образной компоновках газоходов котлов; 1 – газоход котла; 2 – питательный насос; 3 – экономайзер; 4 – барабан-сепаратор; 5 – циркуляционный насос; 6 – секции испарительных поверхностей нагрева (6* – предвключенная секция); 7 – пароперегреватель; 8 – выход перегретого пара

Рисунок 2.2 – Принципиальные схемы водотрубных конвективных котлов-утилизаторов

Температура отходящих газов на входе в водотрубные конвективные

котлы-утилизаторы находятся обычно в пределах $600 \div 900^\circ\text{C}$, на выходе – $160 \div 200^\circ\text{C}$. Теплота, которую теряют отходящие газы, идет на выработку пара обычно по традиционной трехстадийной схеме: нагрев воды в экономайзере, испарение воды в испарительных поверхностях нагрева и перегрев пара.

Давление получаемого пара составляет 1,8 или 4,5 МПа. В соответствии с этими давлениями температура воды в процессе парообразования изменяется следующим образом: в экономайзере температура воды может увеличиться от 100°C до температуры насыщения при указанных давлениях (207 или 257°C), температура пара на выходе из барабана котла в пароперегревателе равна температуре насыщения, после пароперегревателя температура пара составляет $350 \div 400^\circ\text{C}$.

Поверхности нагрева в газоходе котлов по ходу движения в нем газов обычно размещаются в следующей последовательности: пароперегреватель, испарительные поверхности нагрева и экономайзер. Для тепловой защиты пароперегревателя от резкого повышения температуры отходящих газов, а также в целом для повышения надежности работы пароперегревателя, возможна установка предвключенной секции испарительных поверхностей нагрева (см. рис. 2.2 в).

Водотрубные конвективные котлы выполняются с принудительной многократной циркуляцией воды в испарительных поверхностях нагрева. Секции испарительных поверхностей подключены к барабану-сепаратору параллельно через коллектор (на рисунке 2.2 не показан). Пароводяная смесь, выходящая из испарительных поверхностей нагрева в барабан разделяется в нем на пар и воду. Пар поступает в пароперегреватель, а оставшаяся вода в смеси с водой, поступающей из экономайзера, вновь направляется в испарительные поверхности нагрева.

Особенности водотрубных конвективных котлов-утилизаторов:

1. Большой удельный объем отходящих газов (на единицу паро-производительности) по сравнению с топливными паровыми котлами (ТПК)

$v = \frac{V_{отх}}{D}$ ($v_{кв} = 6 \div 8$; $v_{тпк} = 1,2 \div 1,5$), что обуславливает:

• менее высокий КПД, по сравнению с топливными паровыми котлами, вследствие больших потерь теплоты с уходящими газами:

$$\eta_{кв} \leq 50 \div 70\%, \quad \eta_{тпк} \leq 85 \div 95\%;$$

- большой расход электроэнергии на привод дымососа – в эквивалентном пересчете расход составляет до 15-20% от энергии получаемого пара (для ТПК – 1,5-2,0%).

2. При работе котлов-утилизаторов на запыленном газе на поверхностях нагрева осаждается пыль, что приводит к увеличению газодинамического сопротивления котла и снижает вследствие теплового сопротивления слоя пыли интенсивность теплопередачи. Известны следующие способы очистки поверхностей нагрева:

а) Водяная обмывка, которая заключается в том, что равномерно по высоте газохода котла и по периметру сечения газохода устанавливают водяные сопла, через которые периодически подают воду и обмывают поверхности нагрева.

Недостатки: потеря паропроизводительности, коррозия труб, образование сточной загрязненной воды.

б) Паровая обдувка, которая осуществляется так же, как и водяная обмывка путем размещения в газоходе паровых сопел.

Недостатки: большой расход пара, возможность разрушения поверхностей нагрева, невысокое качество очистки.

в) Дробеочистка, которая заключается в периодическом сбрасывании на поверхности нагрева дробы.

Недостатки: громоздкость, большие расходы дробы и разрушение поверхностей нагрева.

г) Виброочистка, которая заключается в оборудовании поверхностей нагрева вибросистемой и в периодическом встряхивании поверхностей нагрева.

Недостатки: возможность разрушения поверхностей нагрева и конструкции их крепления.

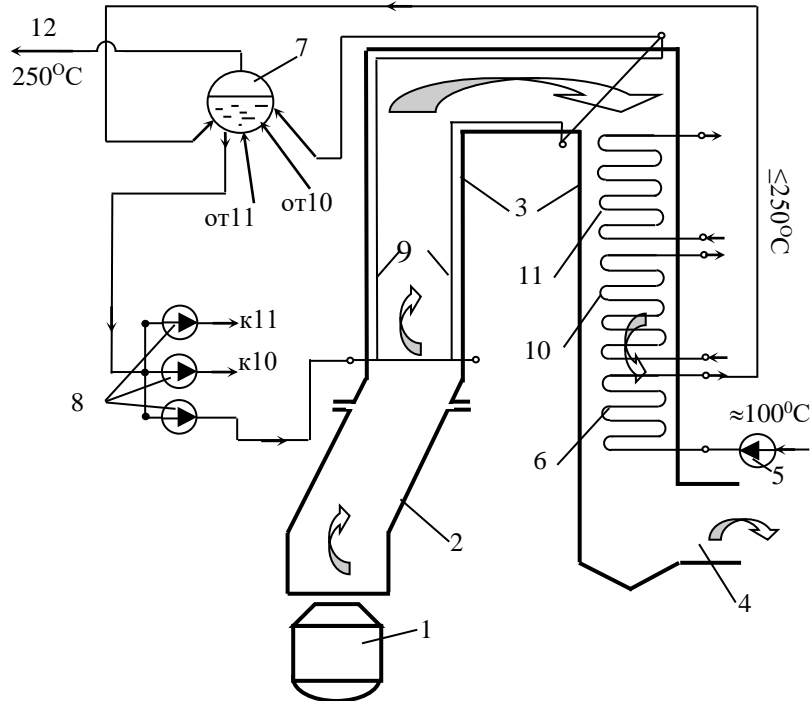
д) Ударно-акустическая (импульсная), которая заключается в образовании путем взрыва горючей смеси ударной волны и передачи импульса ударной волны вовнутрь газохода котла.

Недостатки: взрывоопасность, расход углеводородного топлива и кислорода.

2.2.4 Охладители конвертерных газов (ОКГ)

В зависимости от конструкций поверхностей нагрева ОКГ могут быть радиационно-конвективными и радиационными.

На рисунке 2.3 представлен радиационно-конвективный ОКГ, который обычно устанавливают на газоотводящем тракте конвертера при отводе газа с полным дожиганием.



1 – конвертер; 2 – кессон; 3 – газоход котла; 4 – газоход на газоочистку; 5 – питательный насос; 6 – экономайзер; 7 – барабан-сепаратор; 8 – циркуляционные насосы; 9 – радиационные испарительные поверхности нагрева; 10 и 11 – секции конвективных испарительных поверхностей нагрева; 12 – выход насыщенного пара

Рисунок 2.3 – Принципиальная схема радиационно-конвективного ОКГ

В поток газа, выходящего из конвертера, через зазор между горловиной конвертера и кессоном подсасывается воздух в количестве, достаточном для полного сгорания газа. В этом случае для выработки пара в ОКГ используется как физическая, так и химическая энергии газа. Температура конвертерных газов поднимается до 2000°C , одновременно идет передача теплоты от газов к радиационным поверхностям нагрева, что сдерживает повышение температуры свыше 2000°C . На входе в конвективные поверхности нагрева температура газов составляет около $800\text{-}900^{\circ}\text{C}$ и снижается в них до 300°C .

Уменьшение теплосодержания газов вследствие снижения температуры соответствует количеству теплоты, использованной для выработки пара в ОКГ.

Испарение воды, поступающей из барабана через коллектор и циркуляционные насосы в испарительные поверхности нагрева, происходит одновременно в радиационных испарительных поверхностях нагрева (экранах) и в двух конвективных испарительных секциях. Пароперегреватель отсутствует, поэтому потребителям пара выдается только насыщенный пар.

При давлении получаемого пара, например, 4 МПа, температура воды в процессе парообразования изменяется следующим образом: в экономайзере температура питательной воды возрастает от 100°С (при атмосферной деаэрации) до температуры насыщения при указанном давлении (250°С), а пар, поступающий из барабана к потребителю, имеет соответственно температуру насыщения (250°С).

Выработка пара в ОКГ происходит периодически в соответствии с периодичностью выхода конвертерного газа, что создает проблемы использования пара. Периодичность выхода конвертерного газа исключает возможность перегрева пара. Сложность эксплуатации таких ОКГ создают также конвективные поверхности нагрева, которые забиваются пылью, что приводит к дополнительным газодинамическим сопротивлениям в тракте. Загрязнение поверхностей нагрева пылью снижает теплоотдачу от газов к воде и уменьшает эффективность поверхностей нагрева.

В связи с этим, при отводе газа из конвертера без дожигания, т.е. когда используется только физическая теплота газа, которая не превышает 20% от общей энергии газа, конвективные поверхности нагрева в ОКГ не устанавливаются.

Принципиальная схема ОКГ без конвективных поверхностей, т.е. радиационного ОКГ, представлена на рисунке 2.4.

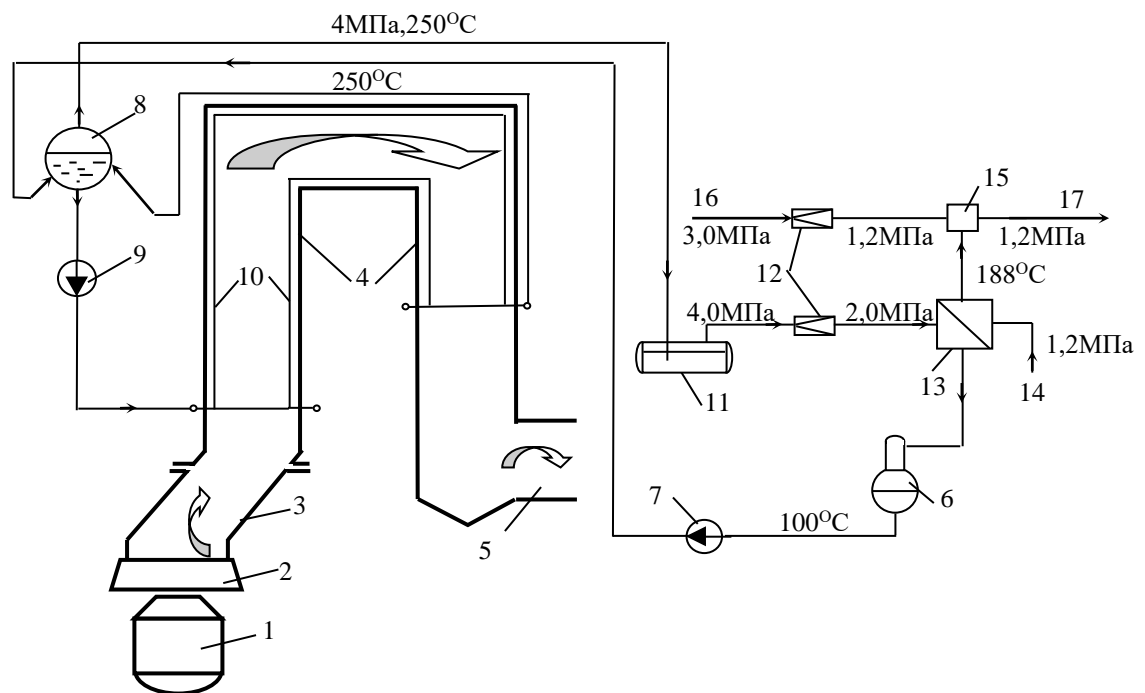
Проблема периодичности выработки пара здесь решается путем аккумуляции пара в теплоаккумуляторе. Схема использования пара в этом случае предусматривает следующие стадии его преобразования:

а) Периодическая зарядка аккумулятора паром 4 МПа, выходящего из барабана котла во время выхода конвертерного газа, т.е. в период генерации пара.

б) Непрерывная выдача пара из теплоаккумулятора в паропреобразователь, которая достигается путем дросселирования пара с 4 МПа до 2 МПа.

в) Испарение дросселированным паром 2 МПа в паропреобразователе питательной воды давлением 1,2 МПа. В результате получается насыщенный пар 1,2 МПа, который направляется к потребителю. При необходимости стабилизации расхода пара, поступающего к потребителю, подается дополнительный стабилизирующий поток пара от постороннего источника.

г) Конденсат использованного в паропреобразователе пара ОКГ после деаэрации направляется в барабан котла в качестве питательной воды.



1 – конвертер; 2 –уплотнитель зазора между горловиной конвертера и кессоном; 3 – кессон; 4 – газоход котла; 5 – газоход на газоочистку; 6 – деаэратор; 7 – питательный насос; 8 – барабан-сепаратор; 9 – циркуляционный насос; 10 – радиационные испарительные поверхности нагрева; 11 – аккумулятор пара (теплоаккумулятор); 12 – редукционные установки; 13 – паропреобразователь; 14 – подача питательной воды 1,2МПа; 15 – смеситель пара; 16 – стабилизирующий поток пара; 17 – выход пара к потребителю

Рисунок 2.4 – Принципиальная схема радиационного ОКГ и тепловая схема, стабилизирующая выработку пара

2.3 Системы испарительного охлаждения (СИО)

2.3.1 Особенности и преимущество СИО по сравнению с водяным охлаждением

Работоспособность элементов конструкций металлургических печей и агрегатов при высоких температурах в большинстве случаев обеспечивается охлаждением.

В черной металлургии используется в основном два вида охлаждения: водяное и испарительное.

В обоих случаях в качестве охлаждающего теплоносителя применяют воду. При испарительном охлаждении – химочищенную и деаэрированную по аналогии с котловой питательной водой.

Охлаждение конструкций печей и агрегатов выносит с охладителем из технологического процесса значительное количество теплоты, что делает системы охлаждения мощными источниками ВЭР. Например, при охлаждении конструкций доменных печей отводится 2-4% теплоты от общего расхода, из мартеновских печей – до 30% теплоты, из нагревательных – до 20%.

При выборе системы охлаждения альтернативой испарительному охлаждению является водное, которое имеет следующие недостатки:

1. Чрезвычайно большие расходы воды из-за ограничения температуры нагрева воды до 45-55^oC. При более высокой температуре происходит выделение солей жесткости и образование накипи внутри охлаждаемых элементов, что приводит, с одной стороны, к увеличению гидравлического сопротивления потоку охлаждающей воды и, соответственно, к снижению расхода воды, а, с другой стороны, увеличивает тепловое сопротивление при передаче теплоты от охлаждаемого элемента к воде. Оба фактора приводят к перегреву охлаждаемого элемента и, в конечном счете, к прогару.

Ограничение в температуре нагрева воды компенсируется увеличением расхода воды.

2. Большие капитальные затраты и производственные площади для размещения систем водяного охлаждения: береговые насосные станции, станции второго подъема воды, мощные водоводы, градирни и т.д.

3. Большой расход электроэнергии на транспортировку воды в системах охлаждения.

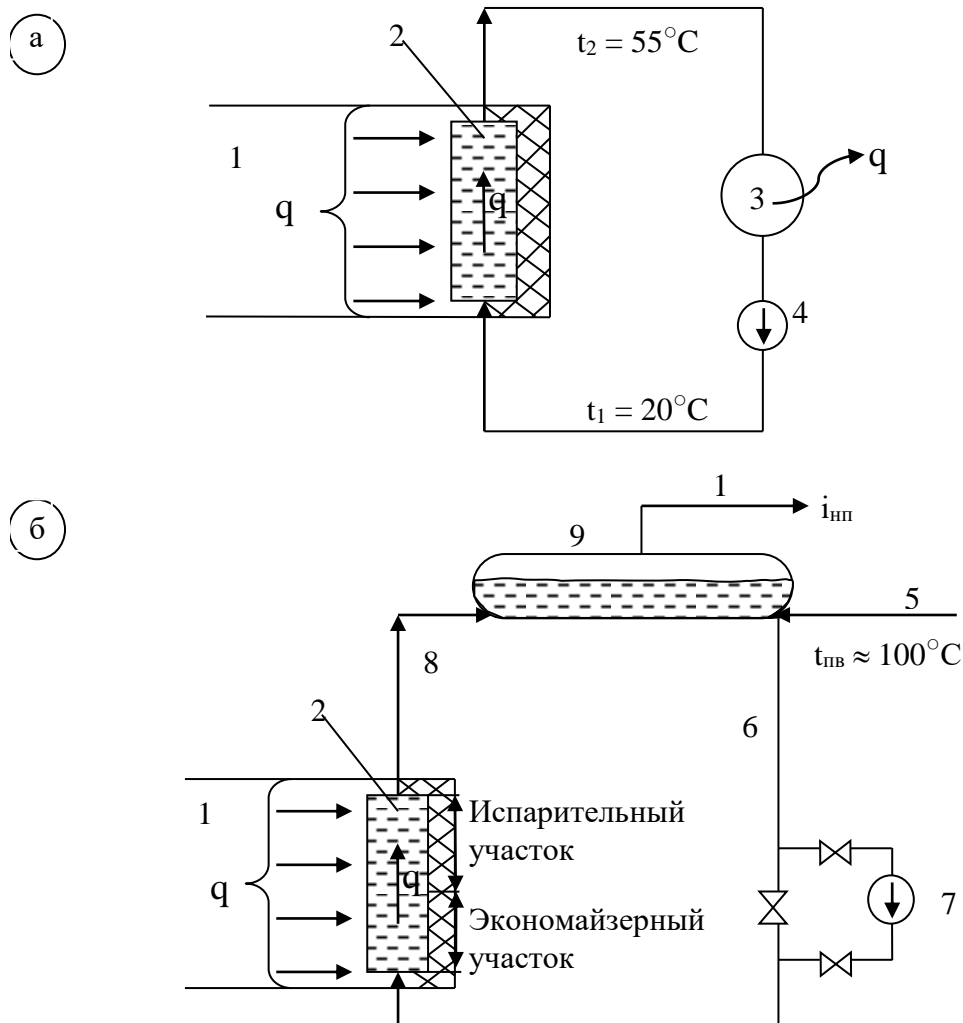
4. Ненадежность водяных систем охлаждения вследствие:

- накипеобразования и, как следствие, прогара охлаждаемых элементов;
- опасности кратковременного отключения электроэнергии.

5. Сложность или невозможность использования низкопотенциального теплоносителя в виде нагретой воды с температурой $45 \div 55^\circ\text{C}$.

По сравнению с водяным охлаждением при испарительном охлаждении значительно сокращается расход воды на охлаждение.

Сравним расходы воды при водяном и испарительном охлаждении (см. рисунки 2.5) при условии, что тепловые потоки q , действующие на охлаждающий элемент, в обеих системах одинаковы:



1 – рабочее пространство печи; 2 – охлаждаемый элемент печи; 3 – охлаждающее устройство оборотной системы водоснабжения (градирня); 4 – циркуляционный насос оборотной системы; 5 – подача питательной воды; 6 – опускная труба; 7 – циркуляционный насос (при использовании многократной принудительной циркуляции); 8 – подъемная труба; 9 – барабан-сепаратор; 10 – выход насыщенного пара

Рисунок 2.5 – Схемы водяного (а) и испарительного (б) охлаждения.

Величина теплового потока при водяном охлаждении:

$$q_B = M_B \cdot \Delta i_B, \quad (2.8)$$

где M_B – массовый расход охлаждающей воды;

Δi_B – изменение энтальпии охлаждающей воды.

$$\Delta i_B = c_B (t_2 - t_1), \quad (2.9)$$

$$\Delta i_B = 4,19(55 - 20) = 147 \text{ кДж/кг.}$$

В соответствии с (2.8):

$$M_B = \frac{q_B}{147}. \quad (2.10)$$

Величина теплового потока при испарительном охлаждении:

$$q_{СИО} = M_{СИО} \cdot \Delta i_{СИО}, \quad (2.11)$$

где $M_{СИО}$ – массовый расход охлаждающей воды в СИО;

$\Delta i_{СИО}$ – изменение энтальпии воды в СИО.

$$\Delta i_{СИО} = i_{НП} - i_{ПВ}, \quad (2.12)$$

здесь $i_{НП}$ – энтальпия насыщенного пара;

$i_{ПВ}$ – энтальпия питательной воды.

Например, при $p_{СИО} = 0,4 \text{ МПа}$ – $i_{НП} = 2738 \text{ кДж/кг}$:

$$i_{ПВ} = c_B \cdot t_{ПВ} = 4,19 \cdot 100 = 419 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta i_{СИО} = 2738 - 419 = 2319 \text{ кДж/кг.}$$

В соответствии с (2.11):

$$M_{СИО} = \frac{q_{СИО}}{2319}. \quad (2.13)$$

Соотношение расходов воды составит:

$$\frac{M_B}{M_{СИО}} = \frac{q_B/147}{q_{СИО}/2319}, \text{ т.к. } q_B = q_{СИО}$$

$$\frac{M_B}{M_{СИО}} \cong \frac{2319}{147} \cong 15. \quad (2.14)$$

Таким образом, в испарительном охлаждении за счет более высокой аккумулирующей способности воды при испарении по сравнению с обычным нагревом расход воды сокращается примерно в 15 раз. В реальных условиях, когда разность температур воды при водяном охлаждении может быть меньше $\Delta t_B = 30^\circ\text{C}$, а давление в СИО может быть значительно выше 0,4 МПа, расход воды при испарительном охлаждении сокращается в 30-50 раз.

Сокращение расхода воды делает СИО значительно компактнее по сравнению с водяным охлаждением. Помимо сокращения расхода воды и

компактности, СИО по сравнению с водяным охлаждением имеет также следующие преимущества:

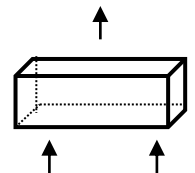
- возможность использования получаемого насыщенного пара при охлаждении в качестве полноценного теплоносителя, например, в системах теплоснабжения;
- повышение надежности системы охлаждения вследствие исключения прогара охлаждаемых элементов из-за накипеобразования, т.к. используется химочищенная вода;
- возможность саморегуляции системы: при естественной циркуляции расход воды саморегулируется в зависимости от интенсивности теплового режима работы печи;
- допускает кратковременное отключение электроэнергии (питательных насосов), т.к. некоторое время система может работать на воде, аккумулированной в барабане-сепараторе, до устранения аварийной ситуации или до включения резервного турбонасоса.

2.3.2 Классификация, конструкции и характеристика СИО металлургических печей

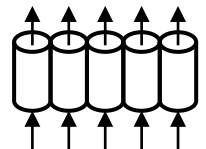
Следует выделить три варианта классификации СИО:

I. В зависимости от конструкции охлаждаемых элементов:

1. СИО с охлаждаемыми элементами полой конструкции, т.е. охлаждаемые элементы выполняются в виде проточной сварной полости, например, охлаждаемая стенка или перегородка.



2. СИО с охлаждаемыми элементами трубчатой конструкции, т.е. охлаждаемые элементы выполняются в виде комплекта труб, например, охлаждаемая трубчатая стенка.



Полые элементы используют при менее высоких давлениях ($\leq 1,2$ МПа).

II. По способу циркуляции:

1. СИО с естественной циркуляцией пароводяной смеси.

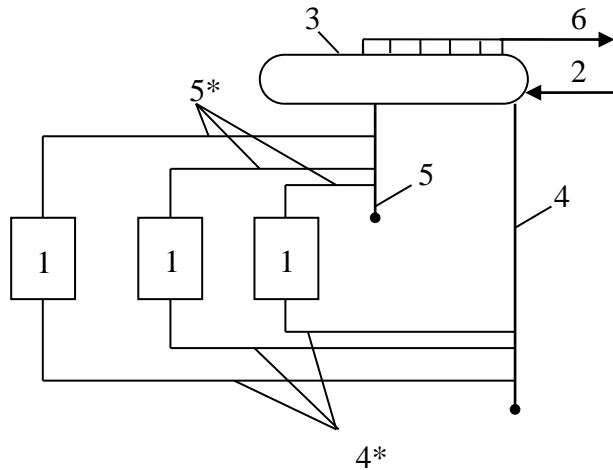
2. СИО с многократной принудительной циркуляцией.

Отдают предпочтение естественной циркуляции по следующим причинам:

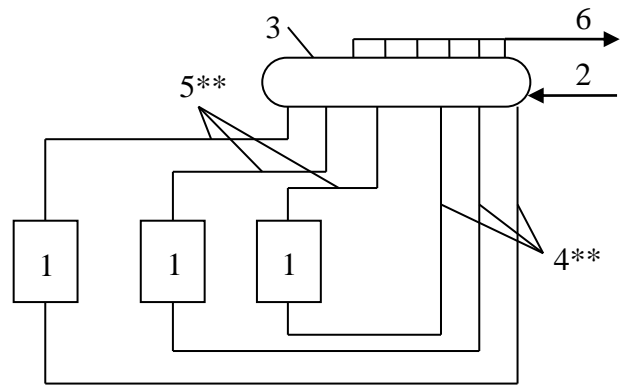
- отсутствует расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов;
- возможность саморегуляции системы;
- возможность кратковременного отключения электроэнергии.

III. По способу разводки труб:

1. С индивидуальной разводкой.



2. С коллекторной разводкой.



1– охлаждаемые элементы;

2– подвод питательной воды;

3– барабан-сепаратор;

4– опускной коллектор;

4*– индивидуальные подводящие трубы;

5– подъемный коллектор;

5*– индивидуальные отводящие трубы;

4**– индивидуальные опускные трубы

5**– индивидуальные подъемные трубы;

6– выход насыщенного пара.

При коллекторной разводке существенно снижается расход металла, при индивидуальной разводке – повышается надежность эксплуатации системы, т.к. возможно отключение одного из охлаждаемых элементов (в случае неисправности) без нарушения циркуляции в СИО.

Выход пара в СИО определяется индивидуально для каждого охлаждаемого элемента:

$$D_{СИО_i} = \frac{k_i \cdot \bar{Q}_i}{(i' - i_{пв}) \cdot (1 + q) + r}, \quad (2.15)$$

где k_i – коэффициент неравномерности теплового воздействия на охлаждаемый элемент;

\bar{Q}_i – средняя величина теплового потока на охлаждаемый элемент, определяется расчетным или экспериментальным путем;

i' – энтальпия питательной воды при температуре насыщения в соответствии с давлением в барабане;

$i_{пв}$ – энтальпия питательной воды на входе в барабан;

q – величина продувки (в долях единицы);

r – теплота парообразования в соответствии с давлением в барабане.

Общая паропроизводительность СИО определяется путем суммирования паропроизводительности отдельных элементов:

$$D_{СИО\Sigma} = k_2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} D_{СИО_i}, \quad (2.16)$$

где n – количество охлаждаемых элементов;

k_2 – коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой работы печи.

Основные технологические характеристики СИО для металлургических печей:

<i>Наименование печи</i>	<i>$p_{пр}$, МПа</i>	<i>$d_{п}$, т/т</i>
Доменная	0,8	0,2
Мартеновская	2,5	0,25
Нагревательная	4,7	0,3

$p_{пр}$ – предельное давление СИО для данного класса печей;

$d_{п}$ – удельный выход пара на тонну основной продукции печи.

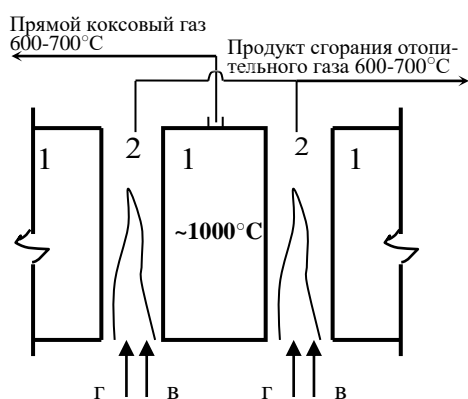
3. ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ КОКСОХИМИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

3.1 Тепловой баланс процесса коксования и общая характеристика ВЭР коксохимического производства

В основу коксохимического производства положен процесс коксования, который заключается в нагреве без доступа воздуха смеси углей марок К, Г, Ж, СС, ОС. Основной уголь для получения кокса – К (коксующийся), уголь Г (газовый) дает усадку коксового пирога, что облегчает выталкивание кокса из камеры коксования. Угли Ж (жирный), СС (слабо спекающийся) и ОС (отощенный спекающийся) используют в небольшом количестве для экономии коксующегося угля.

В процессе нагрева происходит термическое разложение углей, сопровождающееся выделением летучих, которые образуют коксовый газ, и спеканием углеродистого остатка в кокс.

Коксование осуществляется в камерных печах, которые формируются в виде батарей:



- 1 – камера коксования (66 или 77 камер);
2 – отопливаемые простенки (вертикалы).

Отходящие газы после вертикалов направляются в регенераторы, в которых нагреваются газ и воздух, идущие на отопление коксовых батарей. После регенераторов температура отходящих газов составляет 250-300°C.

Ориентировочно тепловой баланс процесса коксования выглядит следующим образом:

<i>Приход теплоты</i>	<i>Расход теплоты</i>
Теплота, получаемая от сжигания топлива ($Q_T \sim 95\%$)	Теплота раскаленного кокса ($Q_K \sim 40\%$)
Физическая теплота газа и воздуха, идущих на обогрев печи ($Q_{г.в.} \sim 2\%$)	Физическая теплота прямого коксового газа ($Q_{к.г.} \sim 30\%$)
Физическая теплота угольной шихты ($Q_{ш} \sim 2\%$)	Физическая теплота продуктов сгорания отопительного газа ($Q_{пр.сг.} \sim 20\%$)
Теплота от угара кокса ($Q_{уг} \sim 1\%$)	Потери теплоты в окружающую среду ($Q_{пот} \sim 10\%$)
Всего: 100%	Всего: 100%

Из расходной части теплового баланса следует, что процесс коксования является источником тепловых ВЭР, на долю которых приходится 90% от общего расхода теплоты: теплота раскаленного кокса (40%), физическая теплота прямого коксового газа (30%) и теплота продуктов сгорания отопительного газа (20%).

Коксохимическое производство является также источниками топливных ВЭР:

- коксовый газ: $H_2 \sim 50\%$; $CH_4 \sim 25\%$; $CO \sim 5\%$; $Q_H^p \sim 17$ МДж/м³;
- коксовые отсеvy: коксовый орешек 10÷25мм; коксовая мелочь 0÷10мм.

Коксовый газ используют в качестве топлива в различных технологических печах и агрегатах. Коксовые отсеvy используют:

- в качестве технологического топлива, например, при агломерации железорудного сырья;
- в качестве сырья для производства электродов в электроплавильном и ферросплавном производствах;
- в качестве восстановителя, например, в ферросплавном производстве.

3.2 Утилизация теплоты раскаленного кокса

Использование теплоты раскаленного кокса связано с тушением (охлаждением) кокса и возможно при сухом тушении, которое в отличие от мокрого (водяного), имеет следующие преимущества:

- Существенно улучшается качество кокса вследствие отсутствия растрескивания (образования мелочи) и увлажнения кокса. Изотермическая выдержка при сухом тушении делает кокс более пористым и газопроницаемым, повышается реакционная способность кокса.
- Отсутствует расход воды на орошение кокса и, соответственно, образование токсичных сточных вод (при мокром тушении расход воды составляет 4-5 м³/т кокса).
- Отсутствует выделение токсичных паров в атмосферу.
- Возможно получение пара энергетических параметров (4 МПа в количестве 0,4 т/т кокса).

Теплоту раскаленного кокса используют в установках сухого тушения кокса (УСТК), см. рисунок 3.1.

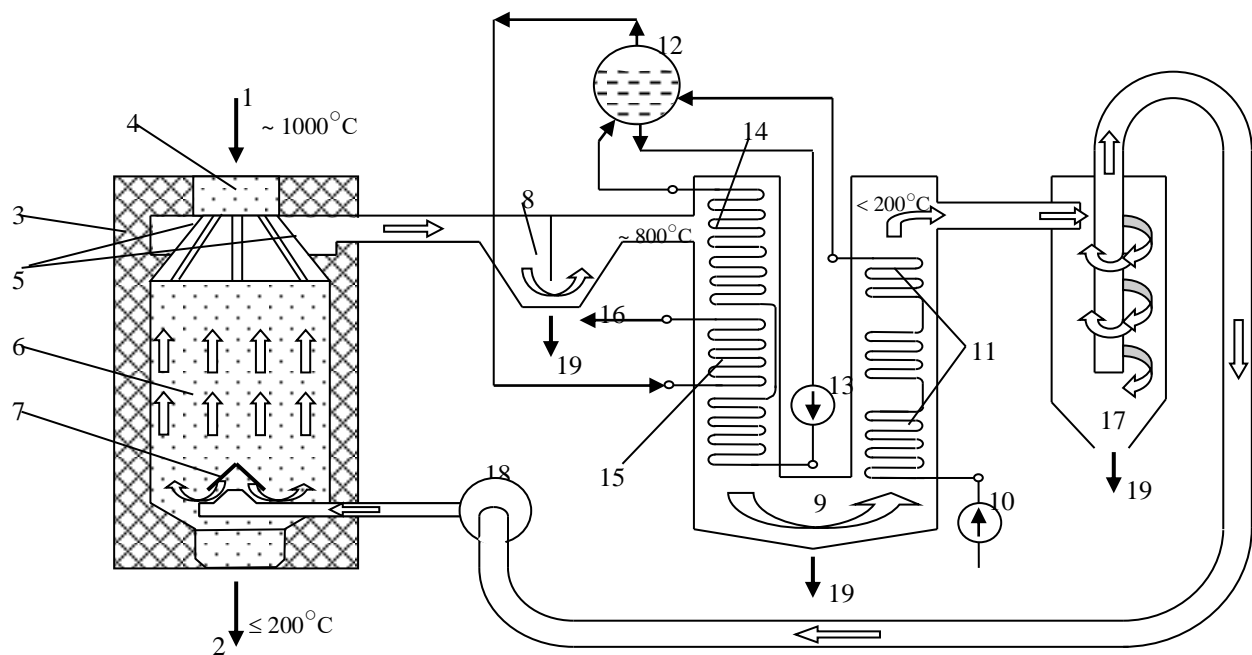
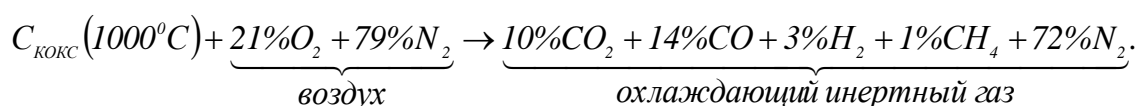


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема установки сухого тушения кокса

Обозначения к рисунку 3.1:

1 – подача раскаленного кокса; 2 – выход охлажденного кокса; 3 – камера сухого тушения, которая включает (позиции 4-7): 4 – форкамера для приема раскаленного кокса; 5 – косые газовые каналы для выхода газа; 6 – зона сухого тушения; 7 – подвод газа и газораспределительное устройство; 8 – пылеосадительная камера; 9 – котел-утилизатор (позиции 10-16): 10 – питательный насос; 11 – экономайзер; 12 – барабан-сепаратор; 13 – циркуляционный насос; 14 – испарительные поверхности нагрева; 15 – пароперегреватель; 16 – выход перегретого пара; 17 – пылеосадительный циклон; 18 – эксгаузер, обеспечивающий циркуляцию охлаждающего газа; 19 – отвод коксовой мелочи и пыли

Циркулирующий в УСТК охлаждающий инертный газ представляет собой продукт взаимодействия первоначально находящегося в газоходах УСТК воздуха перед пуском с раскаленным коксом:



В котлах-утилизаторах УСТК получают пар с параметрами: $p_n \cong 4$ МПа и $t_{\text{III}} \cong 400^{\circ}\text{C}$.

В отечественных УСТК применяют два варианта котлов-утилизаторов:

I. **КСТК-25/3,9** (см. рис.3.1):

КСТК – котел сухого тушения кокса;

25 – паропроизводительность котла, т/ч;

3,9 – давление пара, МПа.

II. **КСТ-80**:

КСТ – котел сухого тушения (конфигурация газохода – вертикальная);

80 – количество циркулирующего охлаждающего газа, тыс. м³/ч.

Зарубежные модификации УСТК включают:

1. Экраны на внутренней поверхности шахты камеры сухого тушения, которые выполняют функцию испарительных поверхностей нагрева, включенных в общий контур циркуляции с котлом-утилизатором. Экраны устанавливают также внутри шахты, что разделяет слой кокса по толщине и ускоряет охлаждение.

2. Использование теплоты охлаждающего газа для подогрева угольной шихты, загружаемой в камеры коксования.

3. В качестве охлаждающего газа используют доменный газ.

Паропроизводительность УСТК определяется по формуле:

$$D_{УСТК} = \frac{\eta_{кв} \cdot Q_{цг}}{(i' - i_{пв}) \cdot (1 + q) + r}, \quad (3.1)$$

где $\eta_{кв}$ – тепловой к.п.д. котла-утилизатора;

i' – энтальпия питательной воды при температуре насыщения в соответствии с давлением в барабане котла-утилизатора;

$i_{пв}$ – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер;

q – величина продувки (в долях единицы);

r – теплота парообразования в соответствии с давлением в барабане;

$Q_{цг}$ – теплота циркулирующего охлаждающего газа

$$Q_{цг} = V_{цг} \cdot i_{цг} \Rightarrow Q_{цг} = V_{цг} \cdot c_{цг}^{t_{цг}} \cdot t_{цг}, \quad (3.2)$$

здесь $V_{цг}$ – расход циркулирующего газа (производительность эксгаустера);

$i_{цг}$, $c_{цг}^{t_{цг}}$ и $t_{цг}$ – энтальпия, теплоемкость и температура циркулирующего газа на входе в котел-утилизатор;

$$i_{цг} = c_{цг}^{t_{цг}} \cdot t_{цг}, \quad (3.3)$$

Проблемы эксплуатации УСТК:

- угар кокса;
- взрывоопасность, которую исключают путем корректировки состава газа добавлением инертного газа, например, азота;
- абразивный износ газоходов УСТК и поверхностей нагрева котла вследствие запыленности газа коксовой пылью;
- сернокислотная коррозия хвостовых поверхностей нагрева котла.

3.3 Утилизация физической теплоты прямого коксового газа и продуктов сгорания отопительного газа

Физическая теплота прямого коксового газа, обусловленная температурой $\sim 650^\circ\text{C}$, используется путем размещения по ходу тракта газа поверхностей нагрева:

- в стояках температура газа снижается от 650 до 400°C путем размещения испарительных поверхностей нагрева;
- в газосборниках – температура газа снижается от 400 до 80°C , путем размещения испарительных поверхностей нагрева и водогрейных пакетов;

- в первичных холодильных снижают температуру газа от 80 до 20°С, путем подогрева реагентов для очистки газа, например, содовой воды, которая идет на очистку газа от серы.

Продукты сгорания отопительного газа можно использовать:

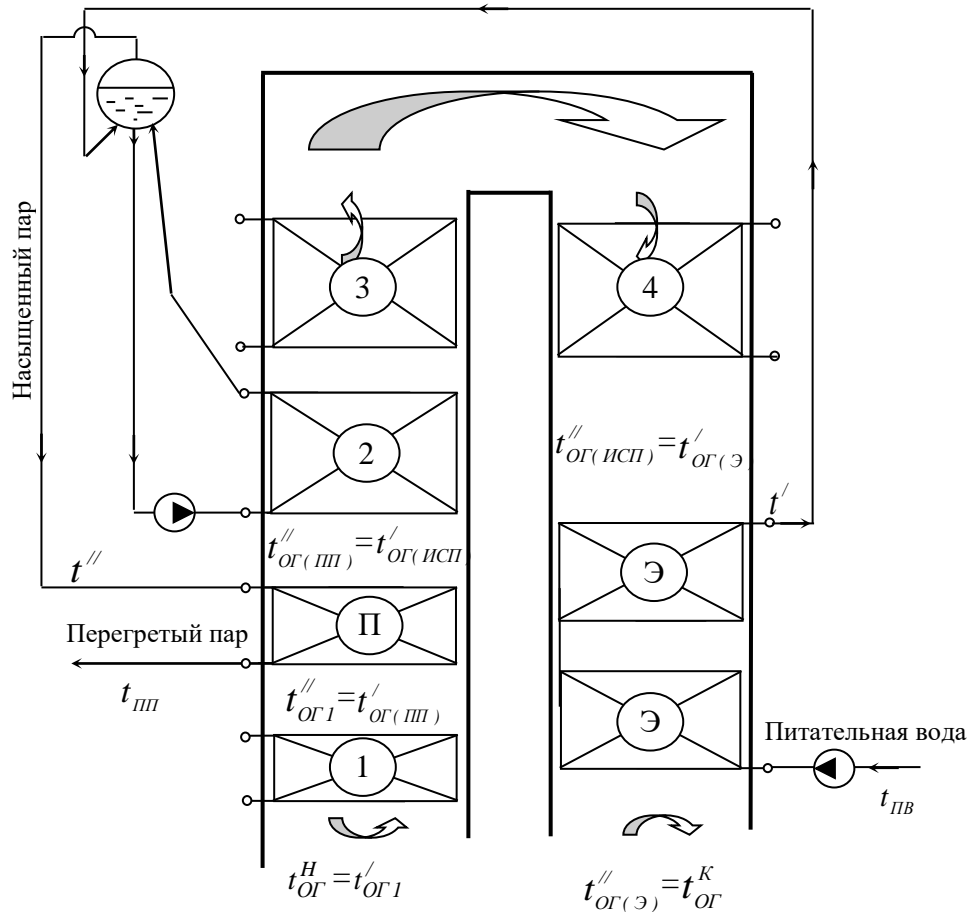
- для нагрева воздуха, которым обдувают угольные вагоны и затворы угольной башни в зимнее время;
- для подогрева сетевой воды в системе теплоснабжения;
- для предварительного подогрева угольной шихты, загружаемой в коксовые печи, подогрев угольной шихты до 200-250°С дает экономию топлива (10-15%) и сокращает время коксования (до 30%).

4 ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Методика теплового расчета иллюстрируется на примере расчета водотрубного конвективного котла-утилизатора КУ-125, установленного за методической нагревательной печью. Номинальные технические характеристики водотрубных конвективных котлов-утилизаторов типа «КУ» представлены в приложении А. Расчетная схема котла-утилизатора приведена на рисунке 4.1.

Исходные данные для расчета:

- а) типоразмер котла – КУ-125;
- б) расход отходящих газов при нормальных условиях – $V_{OG} = 120$ тыс.м³/ч;
- в) температура отходящих газов перед котлом – $t_{OG}^H = 630$ °С;
- г) доля подсасываемого воздуха по отношению к количеству отходящих газов, поступающих в котел – $\Delta\alpha_B = 0,05$;
- д) объемный состав отходящих газов – $r_{CO_2} = 11,0\%$; $r_{H_2O} = 10,0\%$; $r_{O_2} = 5,3\%$; $r_{N_2} = 73,7\%$;
- е) давление получаемого пара – $P_{III} = 1,8$ МПа;
- ж) величина продувки (принимается в интервале 3 ÷ 8%) – $p = 5\%$;
- з) конструктивные характеристики котла в соответствии с типоразмером котла выбираются из приложения Б и представлены в таблице 4.1.



1, 2, 3, 4 – секции испарительных поверхностей нагрева (1 – предвключенная секция); ПП – пароперегреватель; Э – экономайзер

Рисунок 4.1 – Расчетная схема котла-утилизатора

Таблица 4.1 – Конструктивные характеристики котла

Наименование характеристик	Испарительные секции				Пароперегреватель	Экономайзер
	1	2	3	4		
Площадь поверхности нагрева F , м ²	110	370	410	380	145	615
Площадь живого сечения для прохода газов $f_{ог}$, м ²	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	9,8
Площадь живого сечения для прохода пароводяной смеси, пара или воды $f_{ПВ}$, м ²	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0552	0,0170
Диаметр труб (наружный/внутренний) $d_H/d_{вн}$, мм	32/26					
Число рядов труб по ходу газов z , шт.	12	20	22	22	8	2x20
Шаги труб:						
- по ширине пучка s_1 , мм	172	86	86	86	86	90
- по глубине пучка s_2 , мм	70	70	70	70	70	70

Расчет it -диаграммы выполняется в интервале температур $100 \div 1000^\circ\text{C}$. Энтальпии отходящих газов i_{OG} при заданном составе газов и температурах в расчетном интервале определяются выражением (r_{CO_2} , r_{H_2O} , r_{O_2} , r_{N_2} подставляются в долях единицы):

$$i_{OG} = r_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + r_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + r_{O_2} \cdot i_{O_2} + r_{N_2} \cdot i_{N_2}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (4.1)$$

где i_{CO_2} , i_{H_2O} , i_{O_2} , i_{N_2} – энтальпии соответствующих газов при заданной температуре t_{OG} в расчетном интервале температур, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Результаты расчета it -диаграммы оформляются в виде таблицы (см. табл. 4.2) и представляются графиком (см. рис. 4.2).

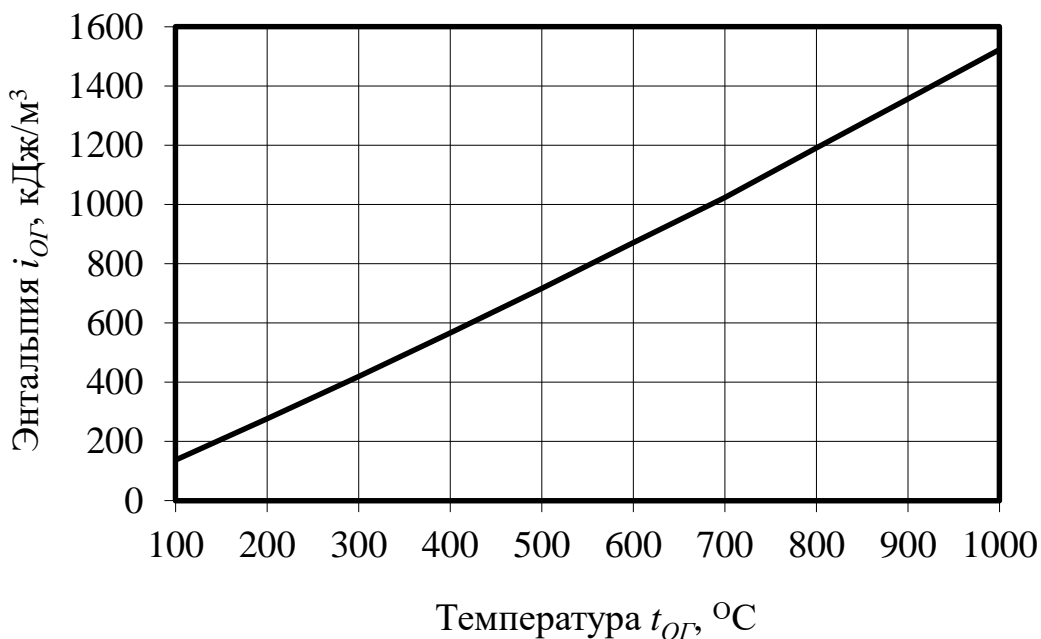


Рисунок 4.2 - It -диаграмма отходящих газов

В соответствии с заданной начальной температурой отходящих газов $t_{OG}^H = 630^\circ\text{C}$ энтальпия отходящих газов на входе в котел по it -диаграмме составит $i_{OG}^H = 916,4 \text{ кДж}/\text{м}^3$.

Принимаем, что количество отходящих газов, проходящих через секции поверхностей нагрева котла, одинаково и с учетом подсосов воздуха в среднем составит:

$$\overline{V_{OG}} = \frac{V_{OG}}{3600} \cdot \left(1 + \frac{\Delta\alpha_B}{2}\right) = \frac{120 \cdot 10^3}{3600} \cdot \left(1 + \frac{0,05}{2}\right) = 34,2 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.2)$$

Таблица 4.2 – Результаты расчета it -диаграммы (кДж/м³)

$t_{OG}, ^\circ\text{C}$	i_{CO_2}	$r_{CO_2} \cdot i_{CO_2}$	i_{H_2O}	$r_{H_2O} \cdot i_{H_2O}$	i_{O_2}	$r_{O_2} \cdot i_{O_2}$	i_{N_2}	$r_{N_2} \cdot i_{N_2}$	i_{OG}
100	172	18,9	150	15,0	131	6,9	130	95,8	136,7
200	362	39,8	303	30,3	267	14,2	261	192,4	276,6
300	564	62,0	461	46,1	407	21,6	392	288,9	418,6
400	777	85,5	624	62,4	552	29,3	527	388,4	565,5
500	1002	110,2	792	79,2	700	37,1	665	490,1	716,6
600	1237	136,1	964	96,4	852	45,2	805	593,3	870,9
700	1475	162,3	1144	114,4	1005	53,3	940	692,8	1022,7
800	1719	189,1	1328	132,8	1162	61,6	1095	807,0	1190,5
900	1972	216,9	1518	151,8	1320	70,0	1244	916,8	1355,5
1000	2227	245,0	1713	171,3	1480	78,4	1394	1027,4	1522,1

Расчет предвключенной испарительной секции.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\overline{\Delta t_1} = \frac{(t'_{OG1} - t') - (t''_{OG1} - t')}{\ln \frac{t'_{OG1} - t'}{t''_{OG1} - t'}} = \frac{(630 - 207) - (550 - 207)}{\ln \frac{630 - 207}{550 - 207}} = 381,6^\circ\text{C}, \quad (4.3)$$

где t'_{OG1} – температура отходящих газов перед секцией $t'_{OG1} = t_{OG}^H$;

t' – температура пароводяной смеси в испарительной поверхности нагрева, равная температуре насыщения $t' = 207^\circ\text{C}$ при давлении 1,8 МПа (см. приложение В);

t''_{OG1} – температура отходящих газов за секцией, принимается $t''_{OG1} = 550^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов:

$$\overline{t_{OG1}} = 0,5 \cdot (t'_{OG1} + t''_{OG1}) = 0,5 \cdot (630 + 550) = 590^\circ\text{C}. \quad (4.4)$$

Действительный расход отходящих газов:

$$\overline{V_{OG1}} = \overline{V_{OG}} \cdot \frac{\overline{t_{OG1}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{590 + 273}{273} = 108,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.5)$$

Средняя скорость отходящих газов:

$$\overline{W_{OG1}} = \frac{\overline{V_{OG1}}}{f_{OG1}} = \frac{108,1}{13,2} = 8,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.6)$$

По графикам (см. приложение Г) определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией от отходящих газов к конвективному пучку труб секции:

$$\alpha_{k1} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 74,0 \cdot 0,97 \cdot 1,24 \cdot 0,99 = 88,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (4.7)$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи, определяемый по графику (а):

- при $\overline{W_{OГ1}}=8,2$ м/с и $d_H=32$ мм – $\alpha_0=74,0$ Вт/(м²·К);

k_z, k_s, k_t – поправочные коэффициенты, определяемые соответственно по графикам (б, в, г):

- при $z=12$ – $k_z=0,97$;

- при $s_1/d_H=172/32=5,38$ и $s_2/d_H=70/32=2,19$ – $k_s=1,24$;

- при $\overline{t_{OГ1}}=590^\circ\text{C}$ и $r_{H_2O}=10,0\%$ – $k_t=0,99$.

Эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формулам:

$$s_{\text{эф}} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 4,1 \right) \cdot d_H \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_H} < 7, \quad (4.8)$$

$$s_{\text{эф}} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 10,6 \right) \cdot d_H \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_H} > 7. \quad (4.9)$$

Для предвключенной секции $(s_1 + s_2)/d_H = (172+70)/32 = 7,56 > 7$, поэтому эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формуле (4.9):

$$s_{\text{эф}} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 10,6 \right) \cdot d_H = \left(2,87 \cdot \frac{172+70}{32} - 10,6 \right) \cdot 0,032 = 0,355 \text{ м}.$$

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,355 = 0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}; \quad (4.10)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,355 = 0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}, \quad (4.11)$$

где $P_{\text{CO}_2}, P_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальные давления излучающих газов, численно равные объемным концентрациям газов $P_{\text{CO}_2}=r_{\text{CO}_2}=0,11$ ат, $P_{\text{H}_2\text{O}}=r_{\text{H}_2\text{O}}=0,10$ ат;

0,0981 – переводной коэффициент, МПа/ат.

Степень черноты отходящих газов определяется по формуле:

$$\varepsilon_{OГ} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,085 + 1,084 \cdot 0,078 = 0,170, \quad (4.12)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – степени черноты CO_2 и H_2O , определяемые по графикам приложений Д и Е:

- при $\overline{t_{OГ1}}=590^{\circ}\text{C}$ и $P_{CO_2} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00383$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2}=0,085$;

- при $\overline{t_{OГ1}}=590^{\circ}\text{C}$ и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00348$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,078$;

β – поправочный коэффициент, определяемый по графикам приложения Ж:

- при $P_{H_2O}=\Gamma_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00348$ МПа·м – $\beta=1,084$.

Эффективная степень черноты стенок труб определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}}=(1+\varepsilon_{\text{СТ}})/2=(1+0,8)/2=0,9, \quad (4.13)$$

где $\varepsilon_{\text{СТ}}$ – степень черноты стенок труб (принимается $\varepsilon_{\text{СТ}}=0,8$).

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной температуре пароводяной смеси $t_{\text{СТ}}=t'=207^{\circ}\text{C}$) определяется по формуле:

$$\varepsilon_{OГ}^{\text{СТ}}=\varepsilon_{CO_2}+\beta \cdot \varepsilon_{H_2O}=0,071+1,084 \cdot 0,11=0,190, \quad (4.14)$$

где ε_{CO_2} и ε_{H_2O} – степени черноты CO_2 и H_2O , определяемые по графикам приложений Д и Е:

- при $t_{\text{СТ}}=207^{\circ}\text{C}$ и $P_{CO_2} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00383$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2}=0,071$;

- при $t_{\text{СТ}}=207^{\circ}\text{C}$ и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00348$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,11$;

β – поправочный коэффициент, определяемый по графикам приложения Ж:

- при $P_{H_2O}=\Gamma_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00348$ МПа·м – $\beta=1,084$.

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{изл}} &= \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{OГ} \cdot \left(\frac{\overline{t_{OГ1}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{OГ}^{\text{СТ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{СТ}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{OГ1}} + 273) - (t_{\text{СТ}} + 273)} = \\ &= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,170 \cdot \left(\frac{590 + 273}{100} \right)^4 - 0,190 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(590 + 273) - (207 + 273)} = \\ &= 11,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

где c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, $c_0=5,67\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от газов к трубам предвключенной испарительной секции составит:

$$\alpha_{\Sigma 1} = \alpha_{K1} + \alpha_{ИЗЛ1} = 88,1 + 11,2 = 99,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (4.16)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{В,ПВ,П}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (4.17)$$

где α_{Σ} – суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением к поверхности нагрева со стороны отходящих газов, Вт/м²·К;

δ – толщина стенок труб поверхности нагрева, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенок труб, Вт/м·К;

$\alpha_{В,ПВ,П}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воде, пароводяной смеси или пару, Вт/м²·К;

γ – тепловое сопротивление отложений на трубах поверхности нагрева со стороны отходящих газов, м²·К/Вт.

Тепловое сопротивление отложений, вызванное загрязненностью отходящих газов, составляют (м²·К/Вт): для мартеновских печей – 0,003 (при кислородной продувке – 0,005); для сталеплавильных конвертеров – 0,01; для нагревательных печей – 0.

При определении коэффициента теплопередачи тепловым сопротивлением стенок труб поверхностей нагрева δ/λ и тепловым сопротивлением теплоотдачи от стенок труб к воде и пароводяной смеси $1/\alpha_{В,ПВ}$ обычно пренебрегают, т.к. их значения существенно меньше $1/\alpha_{\Sigma}$. В соответствии с этим формула (4.17) принимает вид:

- для экономайзера и испарительных поверхностей нагрева

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad (4.18)$$

- для пароперегревателя

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \frac{1}{\alpha_{П}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (4.19)$$

При работе котла-утилизатора за методической нагревательной печью, т.е. на незагрязненных газах, тепловое сопротивление отложений на стенках

труб $\gamma=0$, поэтому в соответствии с формулой (4.18):

$$k_1 = \alpha_{\Sigma 1} = 99,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты, переданной отходящими газами пароводяной смеси, составит:

$$Q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \overline{\Delta t_1} \cdot 10^{-3} = 99,3 \cdot 110 \cdot 381,6 \cdot 10^{-3} = 4168,2 \text{ кВт}. \quad (4.20)$$

Энтальпия газов на выходе из секции составит:

$$i''_{OG1} = i'_{OG1} - (Q_1 / \overline{V_{OG}} \cdot \zeta) = 916,4 - (4168,2 / 34,2 \cdot 0,95) = 788,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (4.21)$$

где ζ – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты отходящих газов в окружающую среду ($\zeta = 0,9 \div 0,95$).

Температура отходящих газов на выходе из секции в соответствии с $i''_{OG1} = 788,1 \text{ кДж}/\text{м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{OG1} = 546^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятыми ранее и полученными в результате расчета температурами газа на выходе из секции, составит:

$$\delta = \frac{|546 - 550|}{546} \cdot 100 = 0,7\% < 5\%,$$

что удовлетворяет условию расчета методом последовательного приближения.

Расчет пароперегревателя.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\overline{\Delta t}_{(III)} = \frac{(t'_{OG(III)} - t_{III}) - (t''_{OG(III)} - t'')}{\ln \frac{t'_{OG(III)} - t_{III}}{t''_{OG(III)} - t''}} = \frac{(546 - 340) - (490 - 207)}{\ln \frac{546 - 340}{490 - 207}} = 242,5^\circ\text{C}, \quad (4.22)$$

где $t'_{OG(III)}$ – температура отходящих газов перед пароперегревателем

$$t'_{OG(III)} = t''_{OG1} = 546^\circ\text{C};$$

t'' – температура насыщенного пара на входе в пароперегреватель, равная температуре насыщения t' при давлении 1,8 МПа (см. приложение В)

$$t'' = t' = 207^\circ\text{C};$$

t_{III} – температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя, принимается в первом приближении в соответствии с номинальными характеристиками котла-утилизатора (см. приложение А) и с учетом фактической температуры газа на входе в котел, т.е., если температура газа ниже номинальной, то температуру перегретого пара по сравнению с

номинальным значением можно уменьшить, $t_{III} = 340^\circ\text{C}$;

$t''_{OG(III)}$ – температура отходящих газов за пароперегревателем, принимается $t''_{OG(III)} = 490^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов:

$$\overline{t_{OG(III)}} = 0,5 \cdot (t'_{OG(III)} + t''_{OG(III)}) = 0,5 \cdot (546 + 490) = 518^\circ\text{C}. \quad (4.23)$$

Действительный расход отходящих газов:

$$\overline{V_{OG(III)}} = \overline{V_{OG}} \cdot \frac{\overline{t_{OG(III)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{518 + 273}{273} = 99,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.24)$$

Средняя скорость отходящих газов:

$$\overline{W_{OG(III)}} = \frac{\overline{V_{OG(III)}}}{f_{OG(III)}} = \frac{99,1}{10,3} = 9,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.25)$$

По графикам (см. приложение Г) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к конвективному пучку труб пароперегревателя:

$$\alpha_{K(III)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 81,0 \cdot 0,96 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 87,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{OG(III)}} = 9,6 \text{ м/с}$ и $d_H = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 81,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- при $z = 8$ – $k_z = 0,96$;

- при $s_1/d_H = 86/32 = 2,69$ и $s_2/d_H = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,12$;

- при $\overline{t_{OG(III)}} = 518^\circ\text{C}$ и $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,0$.

Для пароперегревателя $(s_1 + s_2)/d_H = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, поэтому эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формуле (4.8):

$$s_{\text{эф}} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 4,1 \right) \cdot d_H = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м}.$$

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Степень черноты отходящих газов составит:

$$\varepsilon_{OG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 + 1,088 \cdot 0,050 = 0,119$$

- при $\overline{t_{OG(III)}} = 518^\circ\text{C}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,065$;

- при $\overline{t_{OG(III)}}=518^{\circ}\text{C}$ и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,050$;

- при $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00158$ МПа·м – $\beta=1,088$.

Эффективная степень черноты стенок труб составит:

$$\varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} = (1 + \varepsilon_{\text{СТ}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной средней температуре пара в пароперегревателе $t_{\text{СТ}} = (t'' + t_{\text{III}}) / 2 = (207 + 340) / 2 = 273,5^{\circ}\text{C}$) составит:

$$\varepsilon_{\text{ОГ}}^{\text{СТ}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 1,088 \cdot 0,064 = 0,128,$$

- при $t_{\text{СТ}}=273,5^{\circ}\text{C}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{\text{CO}_2}=0,058$;

- при $t_{\text{СТ}}=273,5^{\circ}\text{C}$ и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,064$;

- при $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}}=0,00158$ МПа·м – $\beta=1,088$.

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам составит:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{ИЗЛ(III)}} &= \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{\text{ОГ}} \cdot \left(\frac{\overline{t_{OG(III)}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{ОГ}}^{\text{СТ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{СТ}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{OG(III)}} + 273) - (t_{\text{СТ}} + 273)} = \\ &= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,119 \cdot \left(\frac{518 + 273}{100} \right)^4 - 0,128 \cdot \left(\frac{273,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(518 + 273) - (273,5 + 273)} = \\ &= 7,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от отходящих газов к трубам пароперегревателя составит:

$$\alpha_{\Sigma(\text{III})} = \alpha_{\text{К(III)}} + \alpha_{\text{ИЗЛ(III)}} = 87,1 + 7,3 = 94,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В соответствии с формулой (4.19) при $\gamma = 0$ коэффициент теплопередачи составит:

$$k_{(\text{III})} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma(\text{III})}} + \frac{1}{\alpha_{\text{П}}}} = \frac{1}{\frac{1}{94,4} + \frac{1}{358,0}} = 74,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (4.27)$$

где $\alpha_{\text{П}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок труб пароперегревателя к

пару (см. приложение 3), Вт/м²·К.

Количество теплоты, переданной отходящими газами пару, составит:

$$Q_{(III)} = k_{(III)} \cdot F_{(III)} \cdot \overline{\Delta t_{(III)}} \cdot 10^{-3} = 74,7 \cdot 145 \cdot 242,5 \cdot 10^{-3} = 2626,6 \text{ кВт}. \quad (4.28)$$

Энтальпия газов на выходе из пароперегревателя составит:

$$i''_{OG(III)} = i'_{OG(III)} - (Q_{(III)} / \overline{V_{OG}} \cdot \zeta) = 788,1 - (2626,6 / 34,2 \cdot 0,95) = 707,3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.29)$$

Температура отходящих газов на выходе из пароперегревателя в соответствии с $i''_{OG(III)} = 707,3$ кДж/м³ по it -диаграмме составит $t''_{OG(III)} = 493^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятыми ранее и полученными в результате расчета температурами газа на выходе из пароперегревателя, составит:

$$\delta = \frac{|493 - 490|}{493} \cdot 100 = 0,6\% < 5\%.$$

Расчет испарительных секций.

Испарительные секции поверхностей нагрева 2, 3 и 4 рассчитываются совместно. Суммарная площадь поверхности нагрева составит:

$$F_{ИСП} = F_2 + F_3 + F_4 = 370 + 410 + 380 = 1160 \text{ м}^2. \quad (4.30)$$

Среднелогарифмический температурный напор составит:

$$\overline{\Delta t_{(ИСП)}} = \frac{(t'_{OG(ИСП)} - t') - (t''_{OG(ИСП)} - t')}{\ln \frac{t'_{OG(ИСП)} - t'}{t''_{OG(ИСП)} - t'}} = \frac{(493 - 207) - (245 - 207)}{\ln \frac{493 - 207}{245 - 207}} = 123,0^\circ\text{C}, \quad (4.31)$$

где $t'_{OG(ИСП)}$ – температура отходящих газов перед испарительными секциями $t'_{OG(ИСП)} = t''_{OG(III)}$;

$t''_{OG(ИСП)}$ – температура отходящих газов за испарительными секциями, принимается $t''_{OG(ИСП)} = 245^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов:

$$\overline{t_{OG(ИСП)}} = 0,5 \cdot (t'_{OG(ИСП)} + t''_{OG(ИСП)}) = 0,5 \cdot (493 + 245) = 369,0^\circ\text{C}. \quad (4.32)$$

Действительный расход отходящих газов:

$$\overline{V_{OG(ИСП)}} = \overline{V_{OG}} \cdot \frac{\overline{t_{OG(ИСП)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{369,0 + 273}{273} = 80,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.33)$$

Средняя скорость отходящих газов:

$$\overline{W_{OG(ИСП)}} = \frac{\overline{V_{OG(ИСП)}}}{\overline{f_{OG(ИСП)}}} = \frac{80,4}{10,3} = 7,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.34)$$

По графикам (см. приложение Г) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от отходящих газов к конвективным пучкам труб испарительных секций:

$$\alpha_{K(\text{исп})} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 72 \cdot 0,98 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 79,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{\text{ог(исп)}}} = 7,8$ м/с и $d_H = 32$ мм – $\alpha_0 = 72,0$ Вт/(м²·К);

- при $z = 22$ – $k_z = 0,98$;

- при $s_1/d_H = 86/32 = 2,69$ и $s_2/d_H = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,12$;

- при $\overline{t_{\text{ог(исп)}}} = 369^\circ\text{С}$ и $r_{\text{H}_2\text{O}} = 10,0\%$ – $k_t = 1,0$.

Значение α_0 и поправочных коэффициентов (k_z, k_s, k_t) определяются по конструктивным характеристикам испарительной секции 3, занимающей среднее положение в газоходе котла для рассчитываемых испарительных секций. В соответствии с этим для испарительных секций $(s_1 + s_2)/d_H = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, поэтому эффективную толщину излучающего слоя газов рассчитаем по формуле (4.8):

$$s_{\text{эф}} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 4,1 \right) \cdot d_H = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м.}$$

Произведения парциальных давлений CO₂ и H₂O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м.}$$

Степень черноты отходящих газов определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\text{ог}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,060 + 1,088 \cdot 0,058 = 0,123,$$

- при $\overline{t_{\text{ог(исп)}}} = 369,0^\circ\text{С}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,060$;

- при $\overline{t_{\text{ог(исп)}}} = 369,0^\circ\text{С}$ и $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058$;

- при $P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981$ МПа и $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00158$ МПа·м – $\beta = 1,088$.

Эффективная степень черноты стенок труб определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\text{эф.ст}} = (1 + \varepsilon_{\text{ст}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной температуре пароводяной смеси $t_{\text{ст}} = t' = 207^\circ\text{С}$) определяется по формуле:

$$\varepsilon_{OG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,055 + 1,088 \cdot 0,070 = 0,131,$$

- при $t_{CT} = 207^\circ\text{C}$ и $P_{CO_2} \cdot S_{\text{ЭФ}} = 0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2} = 0,055$;

- при $t_{CT} = 207^\circ\text{C}$ и $P_{H_2O} \cdot S_{\text{ЭФ}} = 0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O} = 0,070$;

- при $P_{H_2O} = r_{H_2O} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot S_{\text{ЭФ}} = 0,00158$ МПа·м – $\beta = 1,088$.

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам испарительных секций определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{изл(исп)}} &= \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{OG} \cdot \left(\frac{t_{OG(\text{исп})} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{OG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{OG(\text{исп})} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \\ &= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,123 \cdot \left(\frac{369 + 273}{100} \right)^4 - 0,131 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(369 + 273) - (207 + 273)} = \\ &= 4,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned} \quad (4.35)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от газов к трубам испарительных секций составит:

$$\alpha_{\Sigma(\text{исп})} = \alpha_{K(\text{исп})} + \alpha_{\text{изл(исп)}} = 79,0 + 4,4 = 83,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи составит:

$$k_{(\text{исп})} = \alpha_{\Sigma(\text{исп})} = 83,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты, переданной отходящими газами пароводяной смеси, составит:

$$Q_{(\text{исп})} = k_{(\text{исп})} \cdot F_{(\text{исп})} \cdot \overline{\Delta t_{(\text{исп})}} \cdot 10^{-3} = 83,4 \cdot 1160 \cdot 123,0 \cdot 10^{-3} = 11899,5 \text{ кВт}. \quad (4.36)$$

Энтальпия газов на выходе из секции составит:

$$i''_{OG(\text{исп})} = i'_{OG(\text{исп})} - (Q_{(\text{исп})} / \overline{V_{OG}} \cdot \zeta) = 707,3 - (11899,5 / 34,2 \cdot 0,95) = 341,0 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.37)$$

Температура отходящих газов на выходе из испарительных секций в соответствии с $i''_{OG(\text{исп})} = 341,0$ кДж/м³ по it -диаграмме составит $t''_{OG(\text{исп})} = 245^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятыми ранее и полученными в результате расчета температурами газа на выходе из испарительных секций, составит:

$$\delta = \frac{|245 - 245|}{245} \cdot 100 = 0\% < 5\%.$$

Расчет экономайзера.

Среднеарифметический температурный напор:

$$\overline{\Delta t_{(э)}} = \frac{(t'_{ог(э)} - t') - (t''_{ог(э)} - t_{пв})}{\ln \frac{t'_{ог(э)} - t'}{t''_{ог(э)} - t_{пв}}} = \frac{(245 - 207) - (190 - 100)}{\ln \frac{245 - 207}{190 - 100}} = 60,3^\circ \text{C}, \quad (4.38)$$

где $t'_{ог(э)}$ – температура отходящих газов перед экономайзером $t'_{ог(э)} = t''_{ог(исп)} = 245^\circ \text{C}$;

$t_{пв}$ – температура питательной воды (при атмосферной деаэрации принимается $t_{пв} = 100^\circ \text{C}$);

$t''_{ог(э)}$ – температура отходящих газов за экономайзером, принимается $t''_{ог(э)} = 190^\circ \text{C}$.

Средняя температура отходящих газов:

$$\overline{t_{ог(э)}} = 0,5 \cdot (t'_{ог(э)} + t''_{ог(э)}) = 0,5 \cdot (245 + 190) = 217,5^\circ \text{C}. \quad (4.39)$$

Действительный расход отходящих газов:

$$\overline{V_{ог(э)}} = \overline{V_{ог}} \cdot \frac{\overline{t_{ог(э)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{217,5 + 273}{273} = 61,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.40)$$

Средняя скорость отходящих газов:

$$\overline{W_{ог(э)}} = \frac{\overline{V_{ог(э)}}}{f_{ог(э)}} = \frac{61,4}{9,8} = 6,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.41)$$

По графикам (см. приложение Г) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к конвективным пучкам труб экономайзера:

$$\alpha_{к(э)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 68,0 \cdot 0,975 \cdot 1,125 \cdot 1,01 = 75,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{ог(э)}} = 6,3 \text{ м/с}$ и $d_H = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 68,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- при $z = 20$ – $k_z = 0,975$;

- при $s_1/d_H = 90/32 = 2,81$ и $s_2/d_H = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,125$;

- при $\overline{t_{ог(э)}} = 217,5^\circ \text{C}$ и $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,01$.

Для экономайзера $(s_1 + s_2)/d_H = (90 + 70)/32 = 5,0 < 7$, поэтому эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формуле (4.8):

$$s_{\text{ЭФ}} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_H} - 4,1 \right) \cdot d_H = \left(1,87 \cdot \frac{90 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,168 \text{ м.}$$

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,168 = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,168 = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Степень черноты отходящих газов составит:

$$\varepsilon_{\text{ОГ}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 1,086 \cdot 0,072 = 0,136,$$

$$\text{- при } \overline{t_{\text{ОГ}(\text{Э})}} = 217,5^\circ\text{C} \text{ и } P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058;$$

$$\text{- при } \overline{t_{\text{ОГ}(\text{Э})}} = 217,5^\circ\text{C} \text{ и } P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,072;$$

$$\text{- при } P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа} \text{ и } P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \beta = 1,086.$$

Эффективная степень черноты стенок труб составит:

$$\varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} = (1 + \varepsilon_{\text{СТ}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной средней температуре воды в экономайзере $t_{\text{СТ}} = (t' + t_{\text{ПВ}}) / 2 = (207 + 100) / 2 = 153,5^\circ\text{C}$) составит:

$$\varepsilon_{\text{ОГ}}^{\text{СТ}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 1,086 \cdot 0,075 = 0,140,$$

$$\text{- при } t_{\text{СТ}} = 153,5^\circ\text{C} \text{ и } P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058;$$

$$\text{- при } t_{\text{СТ}} = 153,5^\circ\text{C} \text{ и } P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,075;$$

$$\text{- при } P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа} \text{ и } P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad - \quad \beta = 1,086.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам составит:

$$\alpha_{\text{изл}(\text{Э})} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{\text{ОГ}} \cdot \left(\frac{\overline{t_{\text{ОГ}(\text{Э})} + 273}}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{ОГ}}^{\text{СТ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{СТ}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{\text{ОГ}(\text{Э})} + 273}) - (t_{\text{СТ}} + 273)} =$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,136 \cdot \left(\frac{217,5 + 273}{100} \right)^4 - 0,140 \cdot \left(\frac{153,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(217,5 + 273) - (153,5 + 273)} = 2,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (4.42)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от отходящих газов к трубам экономайзера составит:

$$\alpha_{\Sigma(\text{э})} = \alpha_{K(\text{э})} + \alpha_{\text{изл}(\text{э})} = 75,3 + 2,6 = 77,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи составит:

$$k_{(\text{э})} = \alpha_{\Sigma(\text{э})} = 77,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты, переданной отходящими газами воде, составит:

$$Q_{(\text{э})} = k_{(\text{э})} \cdot F_{(\text{э})} \cdot \overline{\Delta t}_{(\text{э})} \cdot 10^{-3} = 77,9 \cdot 615 \cdot 60,3 \cdot 10^{-3} = 2888,9 \text{ кВт}. \quad (4.43)$$

Энтальпия газов на выходе из экономайзера составит:

$$i''_{\text{ог}(\text{э})} = i'_{\text{ог}(\text{э})} - (Q_{(\text{э})} / \overline{V}_{\text{ог}} \cdot \zeta) = 341,0 - (2888,9 / 34,2 \cdot 0,95) = 252,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.44)$$

Температура отходящих газов на выходе из экономайзера в соответствии с $i''_{\text{ог}(\text{э})} = 252,1 \text{ кДж/м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{\text{ог}(\text{э})} = 183^\circ\text{С}$.

Расхождение между значениями, принятыми ранее и полученными в результате расчета температурами газа на выходе из экономайзера, составит:

$$\delta = \frac{|183 - 190|}{183} \cdot 100 = 3,8\% < 5\%.$$

Расчет температуры перегретого пара и паропроизводительности котла.

Энтальпия перегретого пара определяется по формуле:

$$\begin{aligned} i_{\text{пл}} &= \frac{(i_{\text{ог}}^{\text{H}} - i_{\text{ог}}^{\text{K}}) \cdot i'' - (i'_{\text{ог}(\text{пл})} - i''_{\text{ог}(\text{пл})}) \cdot [i_{\text{пв}} - 0,01 \cdot p \cdot (i' - i_{\text{пв}})]}{(i_{\text{ог}}^{\text{H}} - i_{\text{ог}}^{\text{K}}) - (i'_{\text{ог}(\text{пл})} - i''_{\text{ог}(\text{пл})})} = \\ &= \frac{(916,4 - 252,1) \cdot 2796 - (788,1 - 707,3) \cdot [420 - 0,01 \cdot 5 \cdot (884,4 - 420)]}{(916,4 - 252,1) - (788,1 - 707,3)} = \\ &= 3128,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (4.45)$$

где $i_{\text{ог}}^{\text{K}}$ - энтальпия отходящих газов за котлом утилизатором, $i_{\text{ог}}^{\text{K}} = i''_{\text{ог}(\text{э})}$;

$i_{\text{пв}}$ - энтальпия питательной воды, принимается 420 кДж/кг.

Температура перегретого пара $t_{\text{пл}}$ определяется по таблицам водяного пара (см. приложение И) в соответствии с полученным значением энтальпии перегретого пара $i_{\text{пл}}$. Температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя по таблицам водяного пара при $i_{\text{пл}} = 3128,2 \text{ кДж/кг}$ составила $t_{\text{пл}} = 346^\circ\text{С}$.

Расхождение между значениями, ранее принятыми и полученными в результате расчета температурами перегретого пара, составит:

$$\delta = \frac{|346 - 340|}{346} \cdot 100 = 1,7\% < 5\%,$$

что удовлетворяет условию расчета методом последовательного приближения.

Паропроизводительность котла-утилизатора определяется по формуле:

$$D_{KV} = \frac{Q_{(ПП)}}{(i_{ПП} - i'')} = \frac{2626,6 \cdot 3600}{(3128,2 - 2796) \cdot 10^3} = 28,5 \frac{m}{ч}, \quad (4.46)$$

где $Q_{(ПП)}$ - количество теплоты, переданной отходящими газами пару в пароперегревателе.

Коэффициент полезного действия котла-утилизатора определяется по формуле:

$$\eta_{KV} = \frac{D_{KV} \cdot (i_{ПП} - i_{ПВ})}{V_{ог} \cdot i_{ог}^H} \cdot 100 = \frac{28,5 \cdot 10^3 \cdot (3128,2 - 420,0)}{120 \cdot 10^3 \cdot 916,4} \cdot 100 = 70\%. \quad (4.47)$$

Часовая экономия топлива составит:

$$B_{э} = 0,034 \cdot V_{ог} \cdot i_{ог}^H \cdot \eta_{KV} / \eta_{ПК} = 0,034 \cdot 120000 \cdot 916,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 / 0,9 = 2908 \text{ кг у.т.}, \quad (4.48)$$

где $\eta_{ПК}$ - к.п.д. замещенного котлом-утилизатором топливного парового котла, принимается 0,9.

Результаты поверочного теплового расчета котла-утилизатора сводятся в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты поверочного теплового расчета котла утилизатора

<i>Наименование показателей</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Величина</i>
1	2	3
Температура отходящих газов перед котлом, °С	$t_{ог}^H$	630
Температура отходящих газов за предвключенной испарительной секцией, °С	$t_{ог1}''$	546
Температура отходящих газов за пароперегревателем, °С	$t_{ог(ПП)}''$	493
Температура отходящих газов за испарительными поверхностями нагрева, °С	$t_{ог(исп)}''$	245
Температура отходящих газов за экономайзером (на выходе из котла), °С	$t_{ог}^K$	183

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3
Паропроизводительность котла, т/ч	D_{KV}	28,5
Параметры перегретого пара		
-давление, МПа	P_{III}	1,8
-температура, °С	t_{III}	346
Коэффициент полезного действия котла, %	η_{KV}	70
Часовая экономия топлива, кг у.т.	B_{ε}	2908

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплоэнергетика металлургических заводов: Учебник для вузов / Ю.И. Розенгарт, З.А. Мурадова, Б.З. Теверовский и др. Под ред. Ю.И. Розенгарта. – М.: Металлургия, 1985. – 303 с.
2. Розенгарт Ю.И., Якобсон Б.И., Мурадова З.А. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование. – К.: Вища школа, 1988. – 328 с.
3. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности: Учебник для вузов/ Н.А. Семененко, Л.И. Куперман, С.А. Романовский и др. – К.: Вища школа. 1979. – 296 с.
4. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Куперман, Л.Н. Сидельковский. Под ред. Л.Н. Сидельковского. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.
5. Котлы-утилизаторы и котлы энерготехнологические. Отраслевой каталог. – М.: НИИЭинформэнергомаш, 1985. – 92 с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубровского и др. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Номинальные технические характеристики водотрубных конвективных котлов-утилизаторов

Наименование показателей	Типоразмер котла								
	КУ-60		КУ-80		КУ-100		КУ-125		КУ-150
	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	4,5МПа
Расход отходящих газов, тыс.м ³ /ч	60	60	80	80	100	100	125	125	150
Температура отходящих газов, °С									
-на входе в котел	650	850	650	850	850	850	850	850	850
-на выходе из котла	219	252	216	248	242	242	220	230	213
Паропроизводительность, т/ч	13,8	19,0	18,4	25,8	33,9	32,6	42,4	40,8	50,5
Параметры перегретого пара									
-давление, МПа	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	4,5
-температура, °С	340	392	336	385	360	382	365	385	393

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Конструктивные характеристики водотрубных конвективных котлов-утилизаторов в соответствии с их типоразмерами

Наименование характеристик	Типоразмер котла	Испарительные секции				Пароперегреватель		Экономайзер
		1	2	3	4	P=4,5МПа	P=1,8МПа	
Площадь поверхности нагрева F , м ²	КУ-60	46	173	192	175	70	70	247
	КУ-80	60	219	244	221	87	87	370
	КУ-100	85	285	315	295	110	110	460
	КУ-125	110	370	410	380	145	145	615
	КУ-150	133	415	475	436	166	-	725
Число параллельно включенных змеевиков, шт	КУ-60	28	60	60	60	30	60	16
	КУ-80	36	76	76	76	38	76	24
	КУ-100	40	80	80	80	40	80	24
	КУ-125	52	104	104	104	52	104	32
	КУ-150	64	120	120	120	60	-	32
Площадь живого сечения для прохода газов $f_{ог}$, м ²	КУ-60	7,0	5,06	5,06	4,63	5,06	5,06	4,55
	КУ-80	8,63	6,34	6,34	5,77	6,34	6,34	6,36
	КУ-100	10,8	8,04	8,04	7,35	8,04	8,04	7,67
	КУ-125	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	10,3	9,8
	КУ-150	16,6	12,5	12,5	11,5	12,5	-	9,65
Площадь живого сечения для прохода пароводяной смеси, пара или воды $f_{пв}$, м ²	КУ-60	0,0148	0,0318	0,0318	0,0318	0,0159	0,0318	0,0085
	КУ-80	0,0404	0,0404	0,0404	0,0404	0,0202	0,0404	0,0127
	КУ-100	0,0212	0,0425	0,0425	0,0425	0,0212	0,0425	0,0127
	КУ-125	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0276	0,0552	0,0170
	КУ-150	0,034	0,0636	0,0636	0,0636	0,0318	-	0,0170
Конструктивные характеристики одинаковые для всех типоразмеров котлов								
Диаметр труб (наружный/внутренний) $d_H/d_{вн}$, мм	32/26							
Число рядов труб по ходу газов z , шт.	12	20	22	22	8	8	2x20 3x16*	
Шаги труб:								
- по ширине пучка s_1 , мм	172	86	86	86	86	86	86	90
- по глубине пучка s_2 , мм	70	70	70	70	70	70	70	70

*/ для котла-утилизатора КУ-150

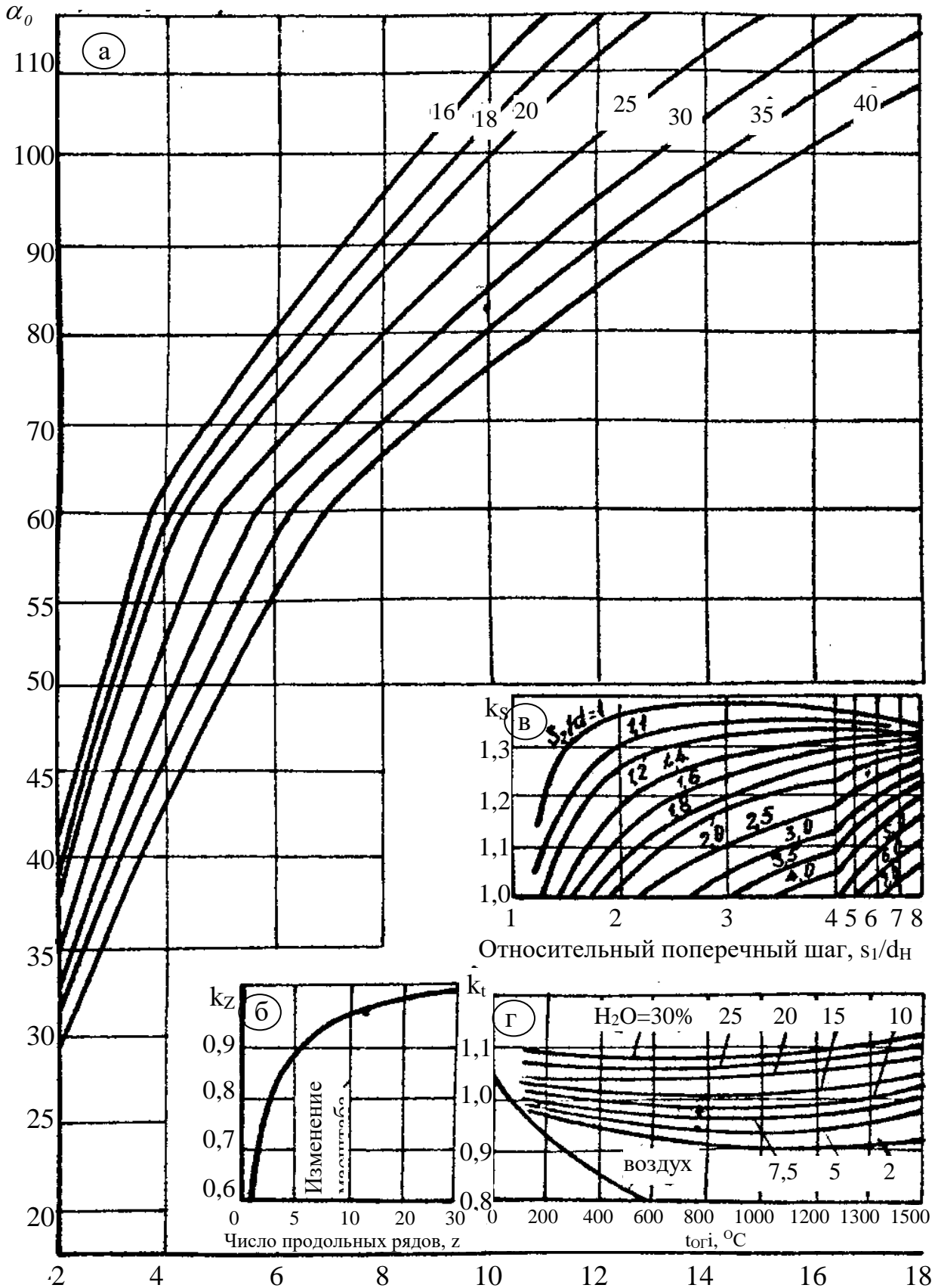
ПРИЛОЖЕНИЕ В

Энтальпии кипящей воды и сухого насыщенного пара

Давление Р, МПа	Температура кипения t' , °С	Энтальпия кипящей воды i' , кДж/кг	Энтальпия сухого насыщенного пара i'' , кДж/кг
1,0	179,88	762,7	2778
1,1	184,05	781,1	2781
1,2	187,95	798,3	2785
1,3	191,60	814,5	2787
1,4	195,04	830,0	2790
1,5	198,28	844,6	2792
1,6	201,36	858,3	2793
1,7	204,30	871,6	2795
1,8	207,10	884,4	2796
1,9	209,78	896,6	2798
2,0	212,37	908,5	2799
2,1	214,84	919,8	2800
2,2	217,24	930,9	2801
2,3	219,55	941,5	2801
2,4	221,77	951,8	2802
2,5	223,93	961,8	2802
2,6	226,03	971,7	2803
2,7	228,06	981,3	2803
2,8	230,04	990,4	2803
2,9	231,96	999,4	2803
3,0	233,83	1008,3	2804
3,2	237,44	1025,3	2803
3,4	240,88	1041,9	2803
3,6	244,16	1057,3	2802
3,8	247,31	1072,7	2802
4,0	250,33	1087,5	2801
4,2	253,24	1101,7	2800
4,4	256,05	1115,3	2798
4,6	258,75	1128,8	2797
4,8	261,37	1141,8	2796
5,0	263,91	1154,4	2794

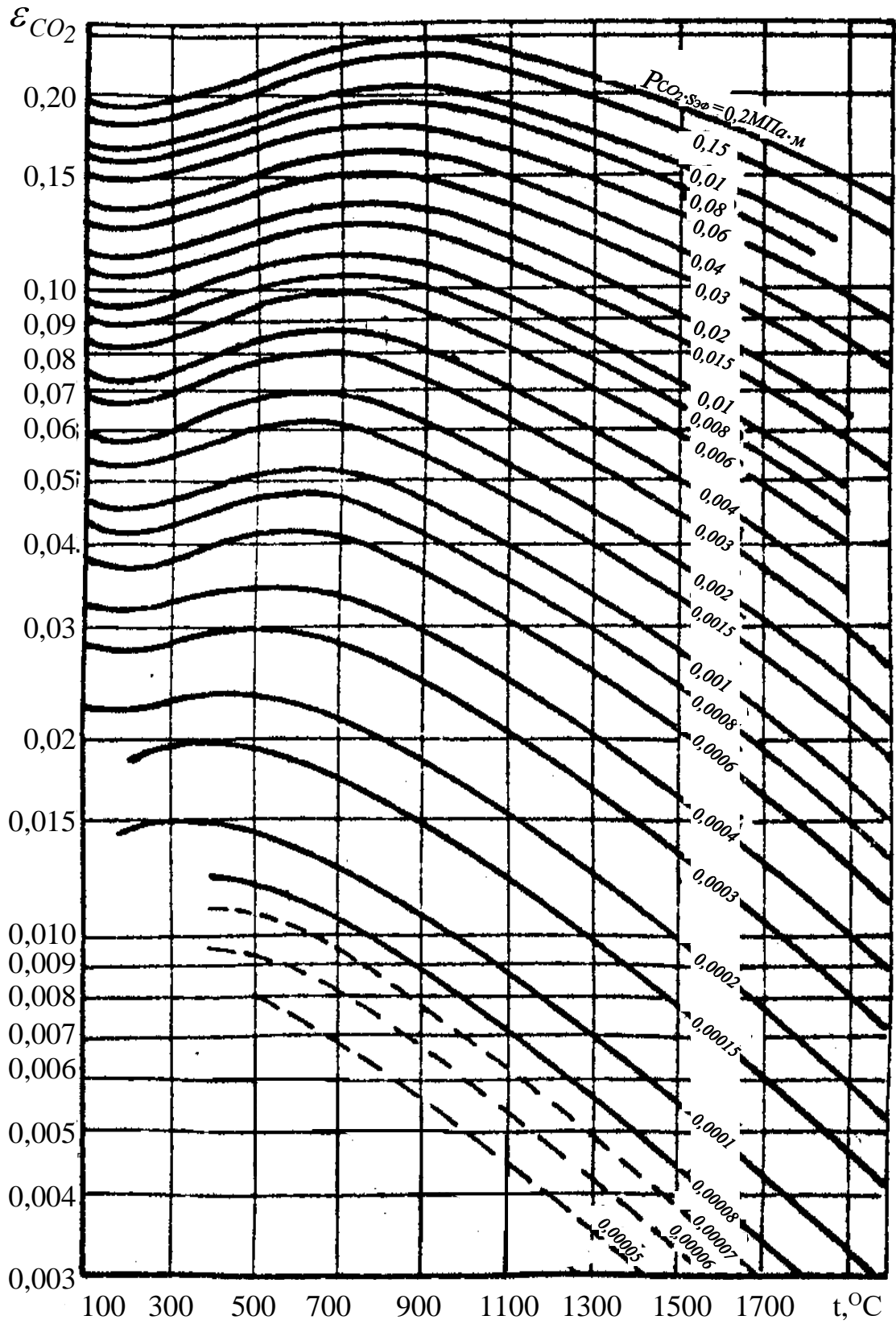
ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Номограммы для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией α_K при поперечном обтекании газом гладкотрубного пучка труб при шахматном расположении



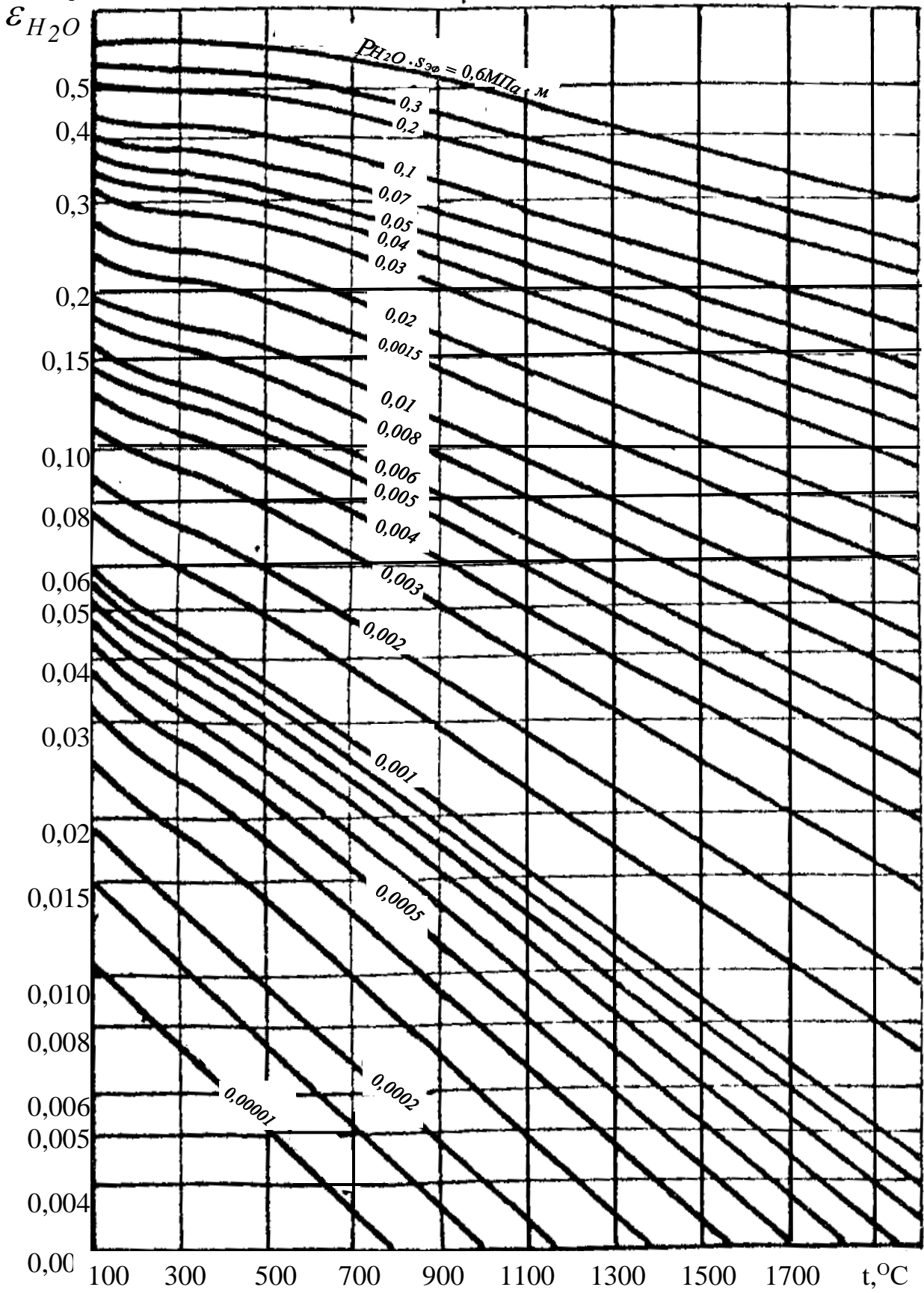
ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Графики для определения степени черноты CO_2 (ϵ_{CO_2})



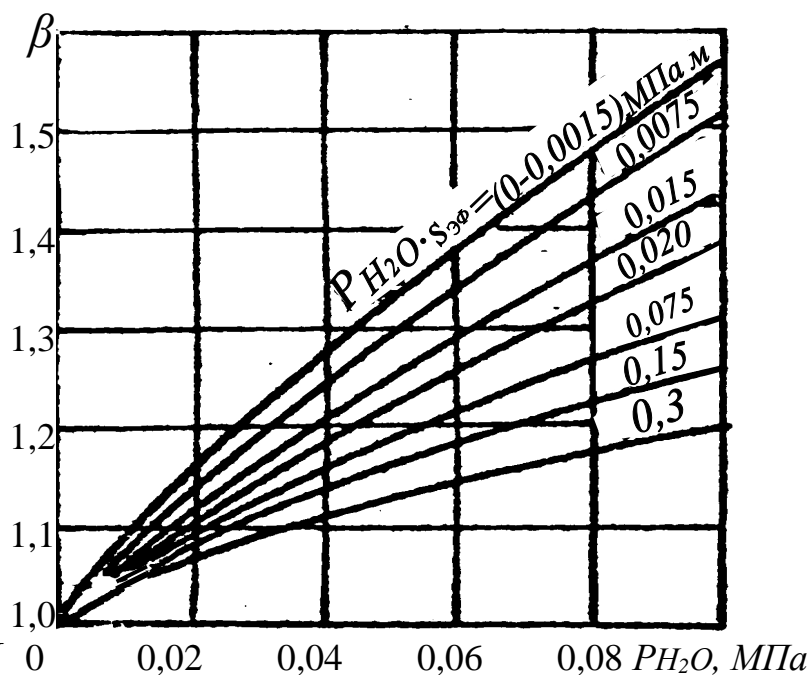
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Графики для определения степени черноты H_2O (ϵ_{H_2O})



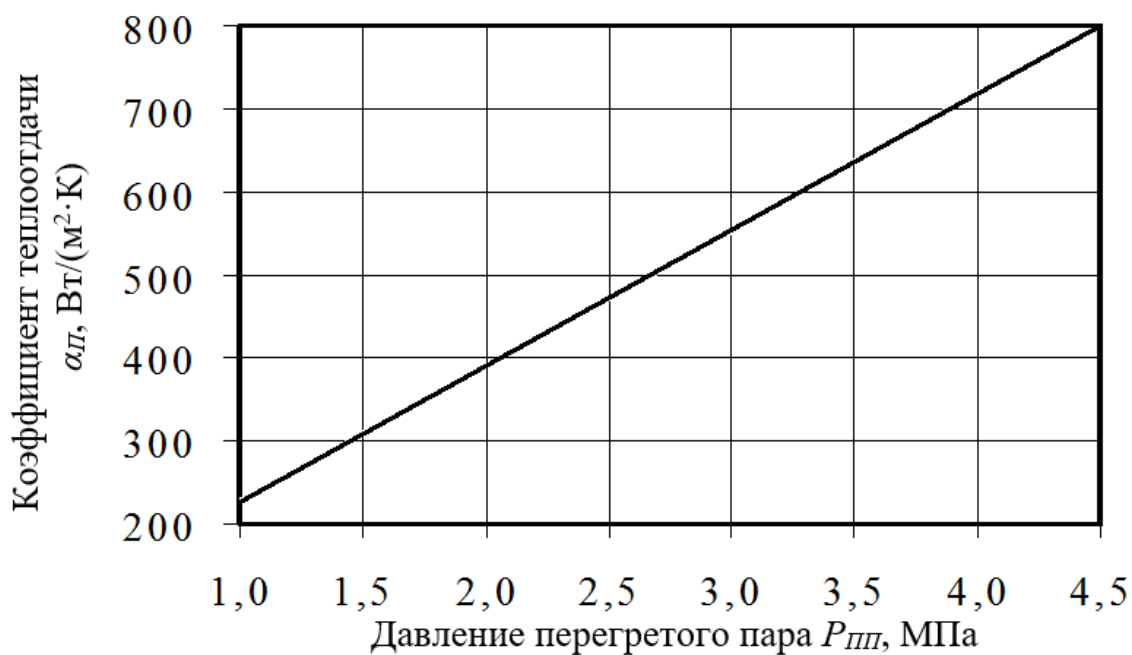
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Графики для определения поправочного коэффициента β



ПРИЛОЖЕНИЕ З

Значения коэффициента теплоотдачи от стенок труб пароперегревателя к пару различных давлений при температуре перегретого пара $350 \div 450^\circ\text{C}$



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Энтальпии воды и перегретого водяного пара, кДж/кг

Давление Р, МПа	Температура t, °С										
	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
1,0	419	503	589	675	2778	2827	2874	2918	2962	3005	3048
1,2	419	504	589	675	763	2816	2865	2911	2955	2999	3042
1,4	420	504	589	675	763	2803	2855	2902	2948	2992	3034
1,6	420	504	589	675	763	852	2844	2893	2940	2986	3030
1,8	420	504	589	675	763	852	2833	2884	2932	2979	3025
2,0	420	504	589	675	763	852	2821	2875	2924	2872	3019
3,0	421	505	590	676	763	852	913	2823	2882	2937	2988
4,0	422	506	591	677	764	853	943	1037	2834	2898	2955
5,0	423	506	591	677	764	853	944	1037	1135	2854	2920
Давление Р, МПа	Температура t, °С										
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	
1,0	3091	3134	3177	3220	3263	3306	3349	3392	3435	3479	
1,2	3086	3129	3173	3216	3260	3302	3346	3390	3433	3477	
1,4	3080	3125	3169	3213	3256	3300	3344	3387	3431	3474	
1,6	3075	3120	3164	3209	3253	3297	3341	3384	3428	3472	
1,8	3071	3116	3160	3205	3249	3294	3338	3381	3425	3470	
2,0	3065	3111	3156	3201	3246	3291	3335	3379	3432	3468	
3,0	3038	3087	3135	3182	3229	3275	3321	3366	3411	3456	
4,0	3010	3062	3113	3162	3211	3259	4406	3353	3399	3445	
5,0	2980	3036	3090	3142	3193	3242	3291	3339	3386	3433	

Учебное издание

Гичёв Юрий Александрович

**ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ
Часть I**

Тем. план. 2012, поз. 215

Подписано к печати 16.05.2012. Формат 60×84_{1/16}. Бумага типогр. Печать
плоская. Уч.-изд. л. 3,35. Усл. печ. л. 3,31. Тираж 100 экз. Заказ №

Национальная металлургическая академия Украины
49600, г.Днепропетровск-5, пр. Гагарина, 4

Редакционно-издательский отдел НМетАУ