

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Техническая теплофизика»

Курбатов Ю.Л.

Масс Н.С.

Кравцов В.В.

Касютина Т.Г.

**ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ,
ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ
КОМБИНИРОВАНИЕ И
РЕСУРСОЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ**

(учебное пособие)

*К 90-летию
Донецкого национального
технического университета*

Донецк 2011

УДК 658.26(075.8)

ББК 31.391

Курбатов Ю.Л., Масс Н.С., Кравцов В.В., Касютина Т.Г. Вторичные энергоресурсы, энерготехнологическое комбинирование и ресурсоэнергосбережение. Учебное пособие. – Донецк, 2011. – 161 с.

Учебное пособие по вторичным энергоресурсам, энерготехнологическому комбинированию и ресурсоэнергосбережению предназначено для студентов специальностей промышленная теплотехника, теплоэнергетика и металлургия. Рассмотрены вопросы использования вторичных энергоресурсов в металлургическом производстве и теплоэнергетике. В пособии приводится широкий спектр расчетов по проблеме, а также расчеты и методики выполнения курсовых заданий. Книга может быть полезна для специалистов теплотехнического, металлургического и теплоэнергетического профиля, а также инженерно-техническим работникам предприятий.

Рекомендовано
Ученым Советом ДонНТУ
как учебное пособие для студентов
протокол № 2 от 21.03.2011 г.

Рецензенты:

Гинкул С.И. – профессор кафедры «Техническая теплофизика», кандидат технических наук (Донецкий национальный технический университет).

Пятышкин Г.Г. – доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика», кандидат технических наук (Донецкий национальный технический университет).

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ВЭР, ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ.....	6
1.1 Термины и определения в области энергоресурсосбережения.....	6
1.2 Вторичные энергоресурсы. Классификация.....	7
1.3 Источники и пути использования ВЭР в черной металлургии.....	9
1.4 Источники и пути использования ВЭР в цветной металлургии.....	10
1.5 Проблема использования низкопотенциальной теплоты ТЭС.....	10
2 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОДУКТА.....	12
2.1 Коксохимическое производство.....	12
2.1.1 Схема производства кокса. Мокрое и сухое тушение.....	12
2.1.2 Схема установки сухого тушения кокса.....	14
2.2 Производство чугуна и стали.....	29
2.3 Прокатное производство.....	30
3 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ДЛЯ ПОДОГРЕВА КОМПОНЕНТОВ ГОРЕНИЯ.....	31
3.1 Рекуперативные подогреватели.....	31
3.1.1 Понятие. Классификация. Целесообразность подогрева компонентов горения.....	31
3.1.2 Тепловые схемы, проектирование. Расчет тепловой и аэродинамический.....	32
3.1.3 Конструкция металлических и керамических рекуператоров.....	36
3.2 Регенеративные подогреватели.....	41
3.2.1 Понятие, достоинства, недостатки.....	41
3.2.2 Типы и характеристики насадок.....	43
3.2.3 Проектный расчет регенератора.....	47
4 ВЭР ОХЛАЖДАЮЩИХ СРЕД. ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ.....	53
4.1 Классификация систем охлаждения.....	53
4.2 Определение проектных параметров систем испарительного охлаждения.....	60

4.3 Расчет движения жидкости и пароводяной смеси.....	61
4.4 Примеры применения испарительного охлаждения.....	65
4.4.1 Охлаждение доменной печи	65
4.4.2 Охлаждение мартеновской печи	69
5 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В КОТЛАХ-УТИЛИЗАТОРАХ.....	72
5.1 Особенности эксплуатации котла-утилизатора.....	73
6 КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЭР В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВАХ.....	76
6.1 Производство чугуна в доменной печи.....	76
6.2 Производство стали в мартеновских печах.....	82
6.3 Конвертерное производство стали.....	88
6.4 Нагревательные методические печи прокатного производства.....	99
7 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВЭР.....	105
8 СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	109
Приложение А Термины и понятия МИРЭС по вопросам энерго- и ресурсосбережения.....	110
Приложение Б Методические указания к расчетной работе №1 «Использование теплоты продуктов сгорания (ВЭР) нагревательной методической печи».....	121
Приложение В Методические указания к расчетной работе №2 «Сухое тушение кокса».....	133
Приложение Г Методические указания к расчетной работе №3 «Использование ВЭР печей малой тепловой мощности».....	141
Приложение Д Методические указания к расчетной работе №4 «Расчет энергосберегающей установки в доменном производстве».....	148
Приложение Ж Методические указания к расчетной работе №5 «Расчет установки погружного горения».....	155
Приложение З Контрольные вопросы.....	160

ВВЕДЕНИЕ

Развитие экономики в странах мира и рост народонаселения сопровождается возрастающим потреблением первичных не возобновляемых источников энергии (органического топлива), мировые запасы которых ограничены. В то же время в большинстве энергетических и энергопотребляющих установок промышленности коэффициент полезного использования имеет весьма низкие показатели.

Это значит, что на этих установках производится большое количество вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), которые не всегда используются в желаемых объемах. За последние десятилетия разработаны и частично внедрены различные способы использования ВЭР; дальнейшее использование известных и разрабатываемых способов сдерживается большими потребностями в инвестициях, а также недостаточным пониманием и четким экономическим стимулированием.

Новые проектируемые энергетические и энергопотребляющие промышленные установки должны представлять собой объект **энерго-технологического комбинирования**, в котором производство основного технологического продукта сочетается с производством тепловой, электрической и механической энергии.

Предлагаемое учебное пособие содержит описание общих проблем энерго-и ресурсосбережения в металлургии и теплоэнергетике, а также знакомит студентов с известными и разрабатываемыми способами использования ВЭР, с тем, чтобы дипломированные специалисты были ориентированы на внедрение ВЭР на действующих и проектируемых объектах, а также на создание новых способов.

Авторы заранее благодарят всех, кто даст конструктивные замечания по пособию, а также предложения по его улучшению.

1 ВЭР, ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ

1.1 Термины и определения в области энергоресурсосбережения

С 1990 г. в мире действует Мировой энергетический совет (МИРЭС), который создал систему **терминов** и их **определений** в области энергоресурсосбережения, потому что до этого была неопределенность в схожих терминах: энергосбережение, экономия энергии, рациональное использование энергии, и т.д. В области энергосбережения основные термины и определения подразделяются на шесть групп:

1) общие термины (энергосбережение, экономия энергии, рациональное использование энергии, энергоемкость, энергетическая цепочка, энергетический расход, удельные затраты на экономию энергии).

2) Пассивная экономия энергии (теплоизоляция, теплопроводность, теплопередача, побочная термодинамическая эффективность, энергоэкономичное здание).

3) Активная экономия энергии применительно к действующим энергетическим и энергопотребляющим установкам (запрограммированное управление отоплением и кондиционированием воздуха, регулирование нагрузки).

4) Активная экономия энергии с помощью дополнительных элементов оборудования, использования вторичного сырья, утилизации вторичных энергоресурсов на действующих энергетических и энергопотребляющих установках (возврат конденсата, регенерация энергии, регенерация сбросной теплоты, регенерация механической энергии, теплообменник, повторное использование материалов, отходы).

5) Экономия энергии, достигаемая в результате организационных изменений и внедрение новых систем (замещение, теплоэлектроцентраль).

6) Тепловые насосы и отопительные теплонасосные системы (тепловой насос, теплонасосная установка, отопительная теплонасосная система).

Подробное описание терминов и определений приведено в ПРИЛОЖЕНИИ А.

1.2 Вторичные энергоресурсы. Классификация

Производственные технологические процессы сопровождаются, как правило, материальными и энергетическими отходами. На технологический процесс расходуется определённое количество топлива, электрической и тепловой энергии. Кроме того, сами технологические процессы могут протекать с образованием различных энергетических ресурсов – теплоносителей, горячих продуктов, газов и жидкостей с избыточным давлением, и т. д. Однако не вся эта энергия используется в технологическом процессе или агрегате; такие неиспользуемые в процессе (агрегате) энергетические отходы называют вторичными энергетическими ресурсами (ВЭР).

Количество образующихся вторичных энергетических ресурсов достаточно велико, оно соизмеримо, а иногда и превышает затраты на технологический процесс. Поэтому полезное использование ВЭР – одно из важнейших направлений экономии энергетических ресурсов. Их утилизация связана с определёнными затратами, в том числе и капитальными, поэтому возникает необходимость экономической оценки целесообразности такой утилизации.

Под ВЭР понимают энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся при технологических процессах, в агрегатах и установках, который (потенциал) не используется в самом агрегате, но может быть частично или полностью использоваться в других агрегатах (процессах). Термин “энергетический потенциал” здесь следует понимать в широком смысле, он означает наличие определённого запаса энергии – химически связанного тепла, физического тепла, потенциальной энергии избыточного давления и напора, кинетической энергии и др.

В промышленности энергоресурсы разделяются на первичные и вторичные. Первичные энергоресурсы – это топливо, электроэнергия. Вторичные – это ресурсы, которые образуются в результате технологического процесса.

Вторичные энергоресурсы подразделяются на группы:

1. Физическая теплота технологического продукта (физическая теплота кокса, жидкого чугуна, теплота жидкой стали, теплота отходов таких как, доменный шлак, шлак сталеплавильного производства).
2. Химическая теплота отходящих газов (при производстве чугуна – доменный газ с теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}} \approx 4,0 \text{ МДж/м}^3$; в коксовом производстве – коксовый газ с теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}} \approx 16 \text{ МДж/м}^3$; коксовые отсеvy с диаметром частиц 0-10 мм и теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}} \approx \approx 26 \text{ МДж/кг}$; в конвертерном производстве – конвертерный газ с теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}} \approx 13 \text{ МДж/м}^3$. Доменный и коксовый газы используются как топливо).
3. Физическая теплота отходящих продуктов сгорания. (это теплота составляет от 30 до 70 % теплоты, которая вводится с топливом). Так, к примеру, большое количество теплоты в сталеплавильном производстве уходит с продуктами сгорания. ВЭР используются таким образом, что бы уходящая теплота вернулась в тот же агрегат (подогрев воздуха, воды, топлива).
4. Теплота охлаждающих сред. В высокотемпературных металлургических агрегатах охлаждение необходимо для обеспечения прочности. Потери при охлаждении составляют от 30 до 60%.

В первую очередь, ВЭР высокотемпературных печей используют для увеличения коэффициента использования теплоты топлива в данном агрегате.

Использование ВЭР в печах имеет 2 стадии:

- Использование ВЭР для подогрева воздуха и топлива, которое используется в этом агрегате.

- Оставшееся тепло используется для нагрева воды, получения пара, т.е. с процессами, не связанными с самим агрегатом.

1.3 Источники и пути использования ВЭР в черной металлургии

Горючие газы—отходы основного производства - доменный и коксовый газы используются практически полностью. Использование ферросплавного газа возможно для технологических (подогрев материалов, частичное предварительное восстановление сырья) и теплофикационных целей. Конвертерный газ частично используют в охладителях, но проблемы полного использования его ещё не решены. При сжигании его в печах после газоочистки теряется до 900 кг у.т./т конвертерной стали.

Теплота продуктов сгорания печей: у мартеновских печей теплота продуктов сгорания равна 12,5 ГДж/т стали, у нагревательных печей 0,8 ГДж/т проката. [1]

Использование этой теплоты возможно в котлах-утилизаторах при условии оснащения их виброочисткой, дробеочисткой, так как запылённость газов довольно велика. Возможно использование этой теплоты для нагрева шихты в шахтных подогревателях. Нагрев шихты уходящими газами экономит 12% топлива, повышает производительность печи на 15%, сравнительно быстро окупает капитальные затраты.

Потери теплоты материалов составляют: 1 ГДж/т жидкого чугуна, 1,2 ГДж/т жидкой стали, 0,8 ГДж/т жидкого шлака, 12 ГДж/т кокса, 0,6 ГДж/т агломерата. Решено только использование теплоты кокса. В установках сухого тушения получают 0,3 – 0,4 т пара/т кокса. Использование теплоты чугуна, стали, шлака еще не налажено. Использование теплоты агломерата повторным использованием охлаждающего воздуха для нагрева шихты на 25-3 % снижает содержание углерода в шихте, что выгодно для основного технологического процесса. Использование теплоты шлака возможно при создании новых типов грануляторов.

Теплота охлаждающей воды: в установках испарительного охлаждения выход пара составляет 0,1 т/т чугуна и 0,2 т/т мартеновской стали. Все технологические вопросы испарительного охлаждения печей решены и требуется максимально широкое внедрения способа в производство. Необходимо улучшить технические решения по унификации охлаждаемых элементов, повышению давления пара, улучшить контроль за схемами охлаждения, усовершенствовать автоматику утилизирующих установок. Необходимо распространение опыта чёрной металлургии в химическую промышленность, машиностроение и т. д.

1.4 Источники и пути использования ВЭР в цветной металлургии

Большие резервы по эффективному использованию ВЭР имеются и на предприятиях цветной металлургии. Технически возможное и экономически целесообразное применение вторичных энергетических ресурсов в этой отрасли оцениваются примерно в 105 млн. ГДж в год.

Эффективным в цветной металлургии является использование тепла уходящих дымовых газов для подогрева воздуха, поступающего в печи для сжигания топлива. Это экономит топливо, улучшает процесс его горения и, кроме того, повышает производительность печи. Однако с дымовыми газами уносится ещё значительное количество тепловой энергии, которая может использоваться в котлах-утилизаторах для выработки пара.

1.5 Низкопотенциальная теплота ТЭС

Тепловая электрическая станция (ТЭС) - сложная многокомпонентная система, состоящая из большого числа подсистем и агрегатов. При проектировании и эксплуатации ТЭС некоторым агрегатам уделяется недостаточно внимания, их тепловые потери считаются естественными. К таким агрегатам и системам можно отнести турбогенераторы, трансформаторы ТЭС, систему смазки подшипников вала турбины и турбогенератора, систему непрерывной продувки котлов. Потери теплоты ряда рабочих сред, например,

отработавшего пара турбин, традиционно считаются неизбежными из-за низкого потенциала теряемой теплоты, хотя наличие низкопотенциальных теплопотерь ведет к существенному понижению энергетической эффективности ТЭС.

Традиционно для их охлаждения используют технологическую воду, что связано с безвозвратной потерей отведенной теплоты агрегатов (до 500 МВт на крупных ТЭС), а также с затратами электроэнергии на привод циркуляционных насосов до 1% мощности станции. В то же время, каждый час котлы станции потребляют миллионы кубометров воздуха и природного газа, температура которых часто значительно ниже температуры агрегатов, требующих охлаждения. Их подогрев (в том числе и в низкотемпературном диапазоне), связан со значительными энергетическими затратами (подогрев воздуха до основных подогревателей паром промышленного отбора до 40 – 70 °С; подогрев природного газа, который после расширения в турбодетандерах имеет отрицательные температуры, факельными горелками). Эту проблему можно решить путем совмещения процессов утилизации «бросовой» теплоты, выделяемой агрегатами станции в процессе работы, с предварительным подогревом воздуха и топлива перед подачей в топку котлов. Техническая реализация заключается в использовании потоков дутьевого воздуха и редуцированного природного газа, потребляемых котлами станции, в качестве хладагентов различных агрегатов и сред ТЭС путем замены водяных теплообменников на комбинированные газо-воздушные теплообменники, включенные по охлаждающей среде во всасывающие патрубки дутьевых вентиляторов котлов и газопроводы между органами редуцирования газа и горелками котлов. Решение позволяет передавать «бросовую» теплоту, отведенную от агрегатов станции, воздуху и газу, потребляемым котлами, дает возможность снизить тепловые потери в окружающую среду и одновременно с этим сократить энергетические затраты на системы подогрева дутьевого воздуха и редуцированного природного газа перед их подачей в котлы. Дополнительными пунктами экономии является: снижение затрат на

индивидуальные системы охлаждения агрегатов; снижение затрат на привод циркуляционных насосов технологической воды водяного контура охлаждения; повышение эффективности работы отдельных агрегатов ТЭС (турбогенераторов, турбодетандеров). Технологии позволяют снизить тепловое загрязнение водоемов, используемых для технических нужд ТЭС.

2 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОДУКТА

2.1 Коксохимическое производство

2.1.1 Схема производства кокса. Мокрое и сухое тушение

В тепловом балансе коксовой батареи количество теплоты, уносимой раскаленным коксом, достигает 45-50 % от количества теплоты, поступающей на обогрев печи. Для быстрого охлаждения кокса на предотвращения его угара ранее широко применялось мокрое тушение. При этом физическая теплота кокса теряется полностью, ухудшается качество кокса, так как возрастает выход мелких фракций из-за растрескивания. Применение вместо охлаждения кокса водой сухого тушения кокса инертными газами с использованием их для получения пара позволяет повысить экономические показатели коксового производства и достичь значительной экономки топлива.

Процесс коксования происходит в коксовых батареях (рис. 1,2), каждая батарея состоит из 10 камер размерами 4 x 0,5 x 12м. В камеру сверху загружают шихту и размолотый уголь с добавками. Через отопительные простенки без доступа воздуха поступает тепло и идет процесс спекания, в результате чего образуется, так называемый «коксый пирог». Спекание происходит в течении 12-18 часов. Через это время «пирог» выталкивается в вагон при температуре 1100 °С. При такой температуре кокс начинает гореть, и поэтому необходимо тушение кокса.

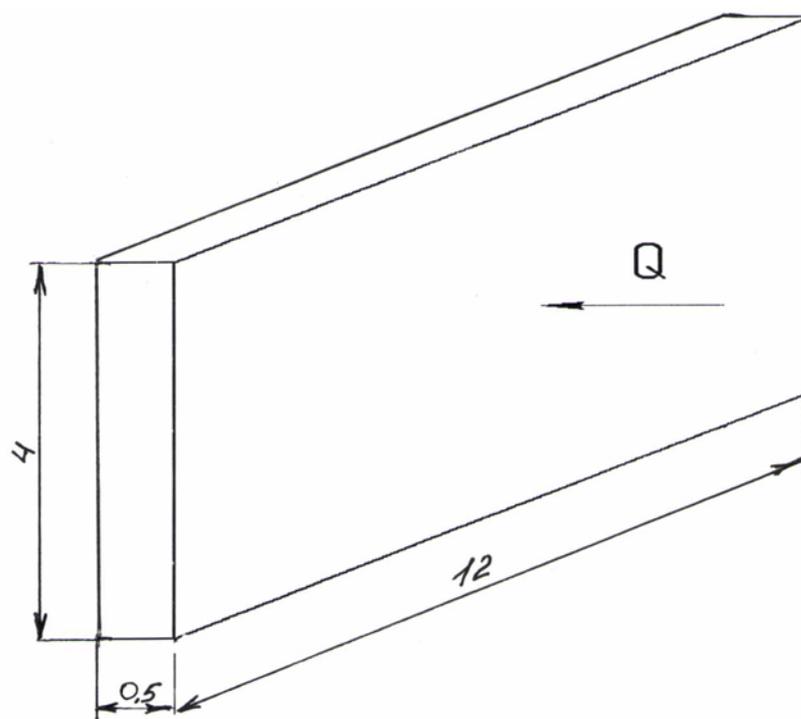


Рисунок 1 – Коксова камера (коксовый пирог)

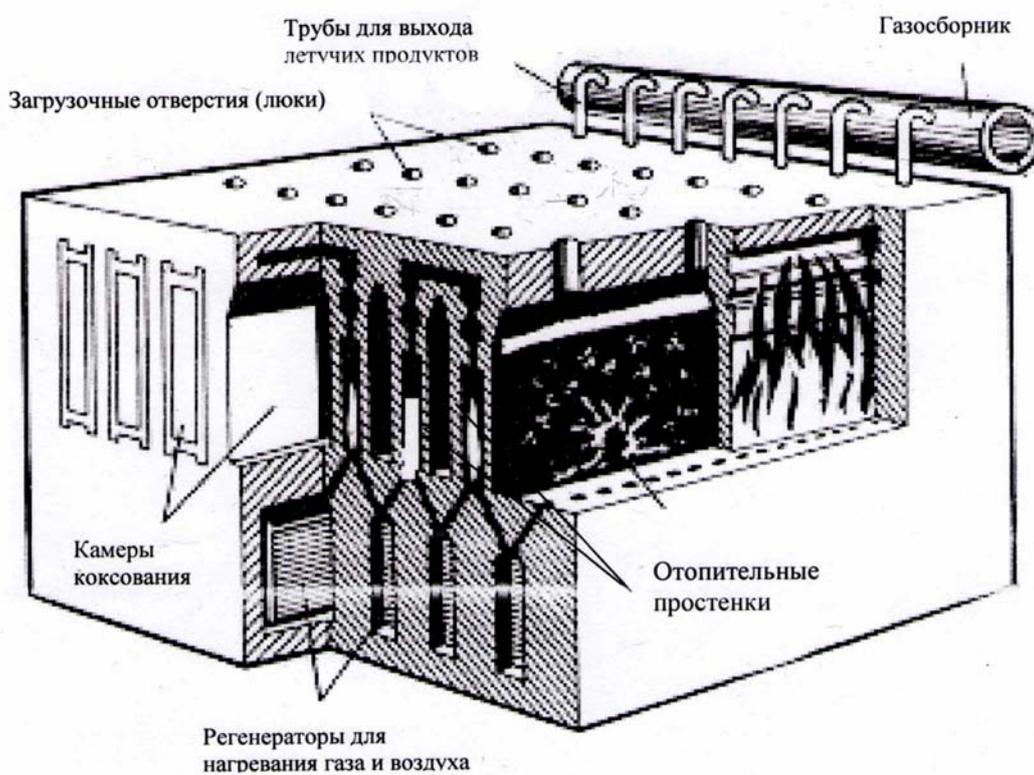


Рисунок 2 – Основные конструктивные элементы кладки коксовой батареи

Существует 2 способа тушения кокса:

- мокрое тушение
- сухое тушение

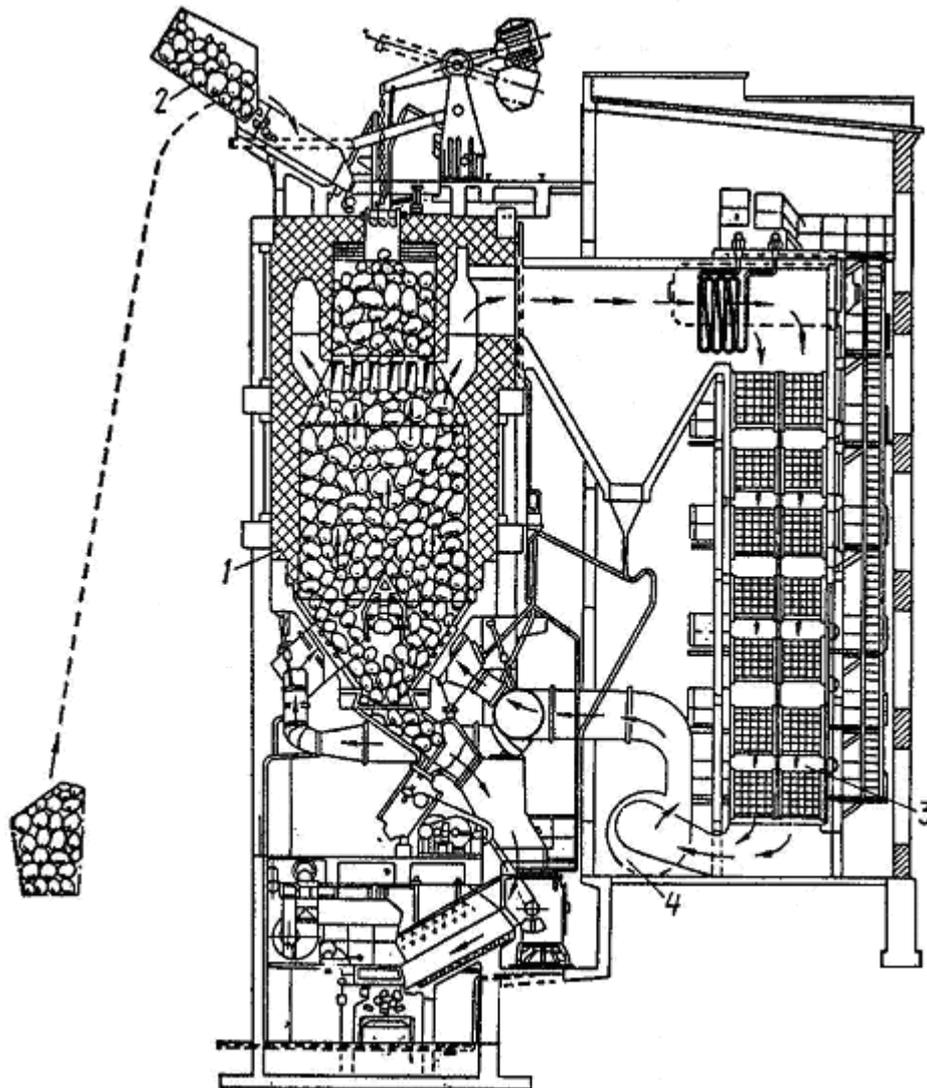
Мокрое тушение: вагон с коксом устанавливается в тушильную камеру, где он подвергается водному орошению. Физическое тепло кокса не используется. Вследствие теплового удара происходит растрескивание кокса, теряется прочность, влажность кокса составляет 7-10%. Недостатки: высокая влажность кокса, низкое качество. Достоинство: простота конструкции.

2.1.2 Схема УСТК

Метод **сухого тушения** кокса известен давно. Первая установка сухого тушения кокса (УСТК) в СССР работала до 1941 г. на Керченском коксохимическом заводе. В 1960 г. на Череповецком металлургическом заводе была введена в эксплуатацию разработанная по проектам Гипрококса и Укрэнергочермета опытно-промышленная установка сухого тушения кокса бункерного типа.

Установка (рис. 3) состоит [2, 3] из тушильного бункера 1 вместимостью 270 м³, котла многократной принудительной циркуляции 3 КСТ-80 производительностью 25 т/ч пара на параметры $P = 4$ МПа, $t_{п.п} = 400$ °С и дымососа 4. Раскаленный кокс с температурой 1000 – 1100 °С выдается из печи в коксоприемный вагон, транспортируется к скиповому подъемнику (емкостью 12-13 т) 2 и выгружается в скип. Подъемником кокс подается к загрузочному устройству тушильного бункера и через него в верхнюю часть бункера, которая выполняет роль аккумулятора горячего кокса. Емкость форкамеры обычно 3-5 печей, время пребывания в ней 40-60 мин. Она служит для выравнивания расхода кокса во времени, чтобы в зону собственно охлаждения поступал кокс с примерно постоянным расходом. Это позволяет отводить в котел газ-теплоноситель с постоянной температурой и получать пар постоянных параметров, что является одним из главных достоинств УСТК системы Гипрококса. Кокс разгружают через специальное разгрузочное устройство.

Через загруженный в бункер раскаленный кокс снизу вверх продуваются инертные газы (средний объемный состав инертного газа: $N_2=80\%$, $CO_2=18\%$, $CO=0,5\%$, $O_2=1,5\%$), которые при этом нагреваются до $800\text{ }^\circ\text{C}$ и поступают в котел, где охлаждаются до температуры $160\text{ }^\circ\text{C}$. После охлаждения газы при помощи дымососа нагнетаются в нижнюю часть бункера.



1 – тушильный бункер; 2 – скиповый подъемник; 3 – котел КСТ-80;
4 – дымосос

Рисунок 3- Установка сухого тушения кокса с котлом-утилизатором

Для первоначального приготовления инертных газов достаточно заполнить тушильный бункер раскаленным коксом и включить в работу

дымосос. Находящийся в газовом тракте установки воздух вызовет выгорание некоторой части кокса, и образовавшиеся при этом продукты сгорания будут выполнять в дальнейшем роль инертного теплоносителя. Для предотвращения выгорания кокса в процессе эксплуатации установки, образования взрывоопасной смеси при подсосе воздуха, а также просачивания в окружающую среду продуктов сгорания предусмотрены необходимые меры по ее герметизации, а также непосредственное соединение блоков: тушильный бункер–котел–дымосос. Установки сухого тушения кокса системы Гипрококса имеют производительность до 70-90 т/ч кокса и дают до 40 т пара в час.

Охлаждение инертного газа от 700-800 °С до 200 °С происходит в специальном змеевиковом котле-утилизаторе с принудительной циркуляцией. Инертный газ проходит через пароперегреватель, пять испарительных секций и две секции водяного экономайзера. Из экономайзера инертный газ, охлажденный до 200 °С, забирается дымососом и снова нагнетается в нижнюю часть тушильной камеры. На газоходе, соединяющем верхнюю часть тушильной камеры с котлом-утилизатором, предусмотрено устройство осадительного бункера, а перед дымососом установлен циклон для улавливания пыли, выносимой инертным газом. В котлах-утилизаторах получают пар энергетических параметров: $p > 4,5 \text{ МПа}$, $t > 450 \text{ °С}$. Такой пар можно использовать в турбинах. Вырабатываемой электроэнергии достаточно для работы коксохимического производства.

Преимущества сухого тушения кокса перед мокрым:

- обеспечивается более высокая твердость кокса и увеличивается на 10-15 % выход крупных фракций;
- повышается теплота сгорания за счет снижения содержания влаги до 1-2 % по сравнению с 5-10 % при мокром тушении;
- экономится около 40 кг условного топлива на 1 т кокса за счет получения пара энергетических параметров;
- себестоимость 1 т пара, полученного на установке сухого тушения кокса, в 2,5 – 3 раза меньше себестоимости пара, вырабатываемого обычными

котельными коксохимических заводов, а установка окупается примерно за 2,5 года.

Сухое тушение кокса при всех его неоспоримых достоинствах имеет существенный **недостаток**, выражающийся в том, что при использовании этого метода охлаждения выход кокса снижается. Это явление получило название «угара» кокса, который может составлять от 0,5 до 1,6 % на плохо работающих установках [6]. Угар кокса происходит по следующим причинам. В камере тушения может происходить реакция $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO} - Q$. Кроме того, часть кокса выгорает при соприкосновении с кислородом воздуха, который может увлекаться в камеру тушения при загрузках, поступать в систему через неплотности. При реакции кокса с водяными парами, которые могут попадать в систему с воздухом и при неплотностях труб котла-утилизатора, образуется оксид углерода и водород: $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{CO} + \text{H}_2$.

При полной герметичности газового тракта УСТК и подпитке ее воздухом или техническим азотом содержание CO в циркуляционном газе определяется условиями химического равновесия системы C-CO-CO₂. В составе газа обычно содержится O₂ в пределах до 1 %, но при длительных простоях может возрасти до 5 %. Это, естественно, увеличивает «угар» кокса. В циркулирующем газе постепенно накапливаются горючие компоненты, что может привести к «хлопкам» (взрывам) в газовом тракте. При нормальной работе УСТК содержание горючих компонентов должно быть в пределах следующих величин: 8-12 % CO; 3-5 % H₂; 0,5–1,0 % CH₄. Предельно допустимое количество водорода – 8 %. При превышении этого уровня агрегат должен быть остановлен для выяснения причин. Для уменьшения количества горючих компонентов УСТК оборудованы устройствами для подачи воздуха в тракт после камеры тушения, в результате чего горючие компоненты выгорают или в цикл циркуляции добавляется азот. Излишек циркулирующего охлаждающего газа сбрасывается в атмосферу.

Так же к недостаткам сухого тушения кокса можно отнести высокую сложность и стоимость УСТК.

2.1.3 Тепловой баланс УСТК

Тепловой баланс камеры тушения кокса имеет следующий вид:

$$Q_k + Q_y = Q_r + Q_{y.r} + Q_5.$$

Теплота, отданная охлаждаемым коксом:

$$Q_k = G_k (c_1 t_1 - c_2 t_2),$$

где G_k – расход охлаждаемого кокса, кг/с;

c_1 и c_2 – теплоемкость кокса при температуре загрузки и выдачи, кДж/(кг·К);

t_1 и t_2 – температура кокса при загрузке и выдаче, °С.

Камера тушения кокса в нижней части находится под избыточным давлением, создаваемым дымососом рециркуляции газов, а в верхней части – под разрежением. За счет этого часть газов рециркуляции покидает камеру тушения и взамен их из атмосферы к газам подмешивается воздух, который окисляет раскаленный кокс. Это приводит к дополнительному тепловыделению в камере тушения кокса. Выделившуюся при окислении кокса теплоту называют теплотой угара кокса и рассчитывают по выражению:

$$Q_y = \frac{G_k \gamma_k Q_n^p}{100},$$

где γ_k – доля кокса окисленного при тушении, по практическим данным принимается 0,5-1,6 %;

Q_n^p – теплота сгорания кокса, кДж/кг.

Теплоотвод с утечкой газов, циркулирующих в системе:

$$Q_{y.r} = G_k V^0 (\bar{c}_r \bar{t}_r - c_b t_b) / 100,$$

где \bar{c}_r – средняя теплоемкость циркулирующих газов, теряемых в атмосферу, кДж/(м³·К);

\bar{t}_r – средняя по высоте камеры тушения газов температура циркулирующих газов, °С;

c_b – теплоемкость воздуха, поступающего в камеру тушения кДж/(м³·К);

t_b – температура воздуха, °С;

V^0 – теоретически необходимое количество воздуха для окисления одного килограмма кокса, м³/кг.

Теплота, переданная в камере тушения циркулирующим газам:

$$Q_r = G_r (c''t'' - c't'),$$

где G_r - искомый объем газов, циркулирующих в системе, м³/с;

c' и c'' – теплоемкости газов на входе и выходе из камеры тушения, кДж/(м³·К);

t' и t'' – соответствующие температуры газов на входе и выходе из камеры тушения, °С.

Теплопотери поверхностью камеры тушения:

$$Q_s = (\alpha_l + \alpha_k)(t_n - t_b)F_n,$$

где α_l и α_k – коэффициенты теплоотдачи излучением и конвекцией в атмосферу. Для практических расчетов можно принять $\alpha_l + \alpha_k = 23$ Вт/(м²·К);

t_n – температура поверхности камеры (средняя), °С;

F_n – наружная поверхность камеры, м².

Из решения уравнения теплового баланса определяют объем газов, циркулирующих в системе:

$$G_r = \frac{G_k(c_1t_1 - c_2t_2) + G_k\phi_k Q_H^p / 100 - G_k\phi_k V^0 (\bar{c}_r t_r - c_b t_b) / 100}{(c''t'' - c't')} - \frac{(\alpha_l + \alpha_k)(t_n - t_b)F_n}{(c''t'' - c't')}.$$

Среднее время пребывания кокса в камере тушения определяется из очевидного соотношения

$$\tau = \rho_k V_k (1 - \varepsilon) / G_k,$$

где V_k – объем камеры тушения, м³;

ρ_k – плотность кокса, кг/м³;

ε – порозность.

Теплота, отданная коксом в камере тушения, может быть рассчитана из уравнения теплопередачи как

$$Q_k = kF_k \Delta t,$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F_k – площадь поверхности теплообмена частиц кокса, м²;

Δt – температурный напор в камере тушения, °С.

Приравнявая значения теплоты, отданной коксом, и подставляя в выражение для расхода кокса, получим в окончательном виде формулу для расчета времени пребывания кося в тушильной камере

$$\tau = \frac{(c_1 t_1 - c_2 t_2) \rho_k V_k (1 - \varepsilon)}{k F_k \Delta t} = \frac{(c_1 t_1 - c_2 t_2) \rho_k (1 - \varepsilon)}{k S_k \Delta t}.$$

Удельная поверхность реагирования частиц кокса $S_k = F_k / V_k$ может быть рассчитана при известном среднем размере δ коксовых частиц по выражению

$$S_k = 6(1 - \varepsilon) / \delta.$$

2.1.4 Аэродинамика УСТК

В УСТК замкнутый цикл циркуляции газов осуществляется дымососом (тягодутьевая установка). Выбор тягодутьевой установки производится по:

1. Производительности дымососа, которая должна быть не меньше расхода циркулируемых инертных газов $V_{ц.г.}$.
2. Давлению дымососа, которое должно преодолевать сопротивление газового тракта. При чем развиваемое давление дымососа должно соответствовать характеристике сети газового тракта в области оптимальных условий работы дымососа (η_{max})

Общее гидравлическое давление УСТК может быть представлено как сумма сопротивлений отдельных участков:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{КТ} + \Delta p_{ОБ} + \Delta p_{Ц} + \Delta p_{КУ},$$

где $\Delta p_{КТ}$ – сопротивление плотного слоя кокса в камере тушения;

$\Delta p_{ОБ}$ – сопротивление пылеосадительного бункера;

$\Delta p_{Ц}$ – сопротивление циклона;

$\Delta p_{КУ}$ – сопротивление котла-утилизатора.

Гидравлические сопротивления рассчитываются по формулам Дарси и Вейсбаха.

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{w^2 \rho}{2}$$

$$\Delta p_{\text{мс}} = \kappa_{\text{мс}} \frac{w^2 \rho}{2},$$

где λ – коэффициент трения;

L – длина участка, м;

d – диаметр канала, м;

W – скорость при ДФУ, м/с;

ρ – плотность циркулирующих газов при ДФУ с учетом запыленности, кг/м³. Плотность запыленных газов увеличивается на 10-15%;

$\kappa_{\text{мс}}$ – коэффициент местного сопротивления.

При проектировании УСТК принимают скорость движения газов в котле-утилизаторе не более 8 м/с, в газоходах, свободных от кокса и поверхностей нагрева 10-15 м/с (при ДФУ), средняя скорость газов в камере тушения 1,2-2,0 м/с. Коэффициенты трения и местного сопротивления для газоходов и котла-утилизатора определяются по справочникам и известным эмпирическим формулам.

Особую сложность представляет расчет аэродинамического сопротивления слоя кокса. В камере тушения не только происходит механическое движение кокса и газов, но и одновременно идут процессы интенсивного теплообмена и некоторые химические процессы (взаимодействие кокса с циркулирующими газами, изменение химического состава газа вследствие изменения равновесных условий при изменении температуры и др.)

Наиболее удобна для расчета формула Н.М. Жаворонкова:

$$\Delta p_{\text{КТ}} = \kappa \cdot \frac{w^2 \rho}{2} \cdot \frac{H}{d},$$

где κ – коэффициент сопротивления, $\kappa = 480-520$

H – полная высота слоя кокса (без форкамеры)

d_3 – эквивалентный диаметр канала в слое кокса, м

$$d_3 = \psi \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot d_k$$

ψ – коэффициент, зависящий от формы кусков, $\psi = 0,2-0,4$

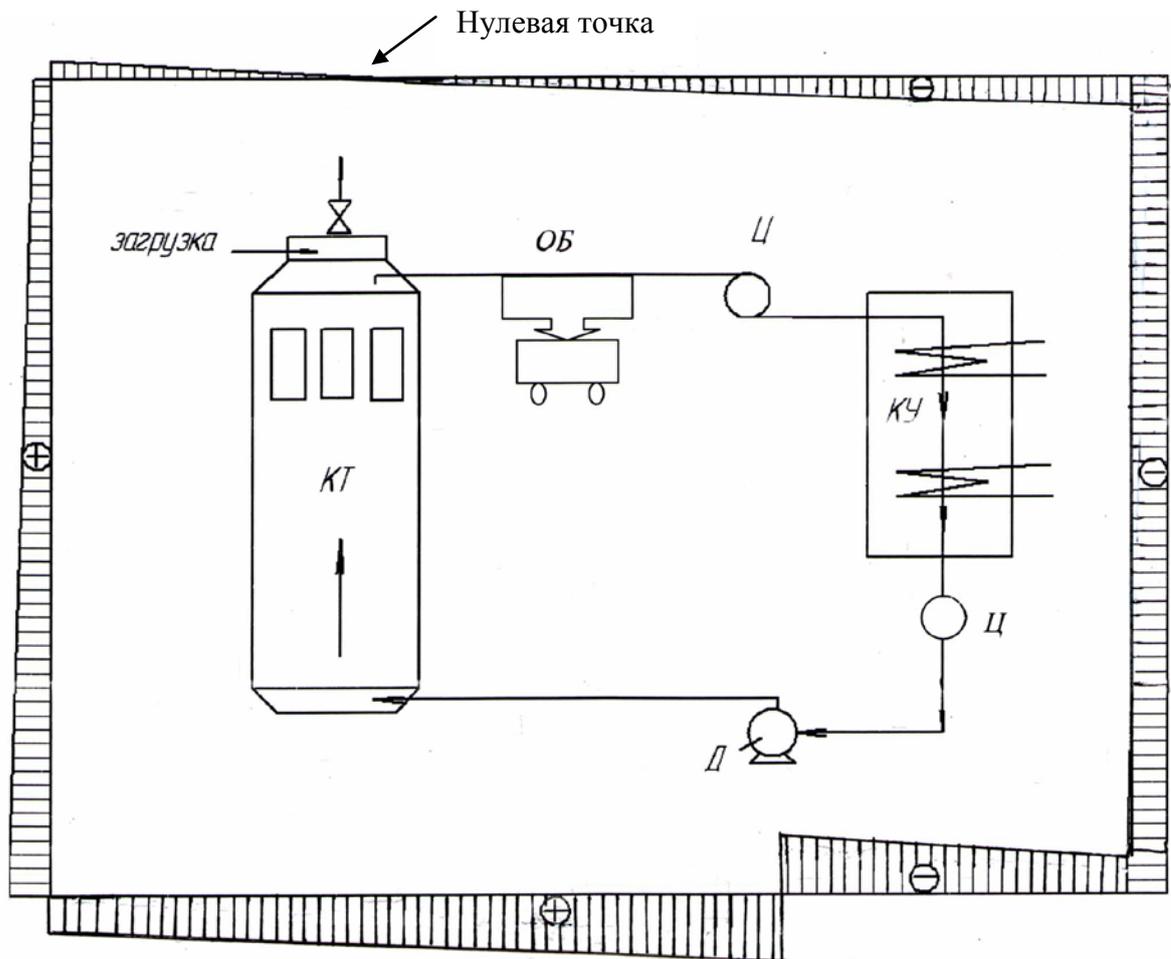
ε – коэффициент, учитывающий запыленность в камере тушения,
 $\varepsilon = 0,4$

d_k – средний размер куска кокса. Он рассчитывается как средневзвешенная величина. Например, выходы классов товарного кокса имеют значения (ситовый состав):

Класс (крупность), мм	Выход класса, %
80-100	8,3
60-80	21,7
40-60	44,3
25-40	22,9
10-25	2,3
0-10	0,5

Распределение давления в замкнутом контуре УСТК представлено на рисунке 4.

Даже при наилучшем уплотнении установки в замкнутой системе неизбежно есть зоны пониженного и повышенного давлений, при чем распределение этих зон зависит от расположения нулевой точки. Для данной системы уменьшение степени понижения давления по сравнению с давлением



ОБ – осадительный бункер

Ц – циклон

КУ – котел-утилизатор

Д – дымосос

КТ – камера тушения

Рисунок 4 – Распределение давления в УСТК

в нормальной системе указывает на то, что имеется много неплотностей, следовательно, идет интенсивный обмен со внешней средой.

Практически целесообразно, чтобы нейтральная зона располагалась в форкамере в месте загрузочного люка. В этом случае будет обеспечена нормальная работа гидрозатвора крышки люка. При загрузке кокса пыление будет меньше, газоходы котлоагрегата, расположенные в помещении, будут находиться под разрежением.

Очевидно, если бы удалось обеспечить полную герметичность, то положение нейтральной зоны всегда было бы в районе загрузочного люка. Но почти всегда подсосы в системе преобладают над выбросами и нейтральная зона смещается в газоходы котла.

Для возможности искусственного регулирования и перемещения нуля давления в УСТК используются свечи, расположенные в форкамере и в газоходе на стороне нагнетения вентилятора. Воздействуя на регулирующие органы этих устройств, можно осуществлять выброс газов из системы, тем самым компенсировать подсосы.

2.1.5 Теплообмен в камере тушения

Расчет теплообмена в камере тушения производится с целью определения времени охлаждения кокса и высоты камеры тушения ($\tau = ?$ $H = ?$).

Уравнение процесса теплообмена:

$$Q_k = G_k(C_n t_n - C_k t_k) = \alpha_v \Delta t \tau$$

где α_v – объемный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м³К);

τ – время охлаждения кокса, с ;

$$\tau = \frac{Q}{\alpha_v \Delta t}$$

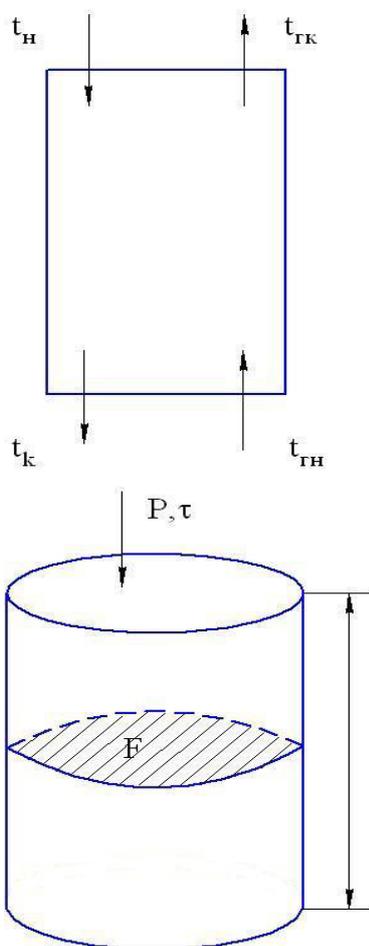
G_k – масса 1 м³ коксовой засыпки, кг;

t_n, t_k – начальная и конечная температура кокса, °С;

C_n, C_k – теплоемкости кокса, Дж/(кгК);

Δt – среднелогарифмическая разность температуры кокса и газов (температурный напор).

По формуле Китаева объемный коэффициент теплоотдачи для кокса:



$$\alpha_v = \frac{1}{1 + \frac{Bi}{3,1}} \left(160 \frac{W_0^{0,9} T^{0,3}}{d^{0,75}} \cdot 10^{1,68\omega} - 3,56\omega^2 \right)$$

где W_0 – скорость газов при НФУ, м/с;

d – средний диаметр куска, м;

T – средняя температура циркулирующих газов, К;

ω – коэффициент заполнения объема коксом, $\omega = 0,4$;

Bi - критерий Био,

$$Bi = \frac{\alpha r_0}{\lambda}, Bi \approx 10 - \text{для кокса};$$

Среднелогарифмическая температура

$$\Delta t = \frac{(t_n - t_{гк}) - (t_k - t_{гн})}{\ln \frac{(t_n - t_{гк})}{(t_k - t_{гн})}}$$

Высота и объем камеры тушения:

Объем рабочей части камеры тушения (без учета форкамеры) составит

$$V_k = \frac{G_k \tau}{\rho_k (1 - \varepsilon)} \xi,$$

где τ – расчетная продолжительность тушения кокса;

ξ – экспериментальный коэффициент, равный 1,7 и учитывающий неравномерность схода кокса и распределения дутья по сечению.

Сечение камеры тушения рассчитывается по формуле

$$F = \frac{G_r}{w_{н.у}},$$

где $w_{н.у}$ – скорость газа, приведенного к нормальным условиям; в расчете на свободное сечение камеры скорость допускается в пределах 0,5 – 0,9 м/с.

Высота рабочей части камеры

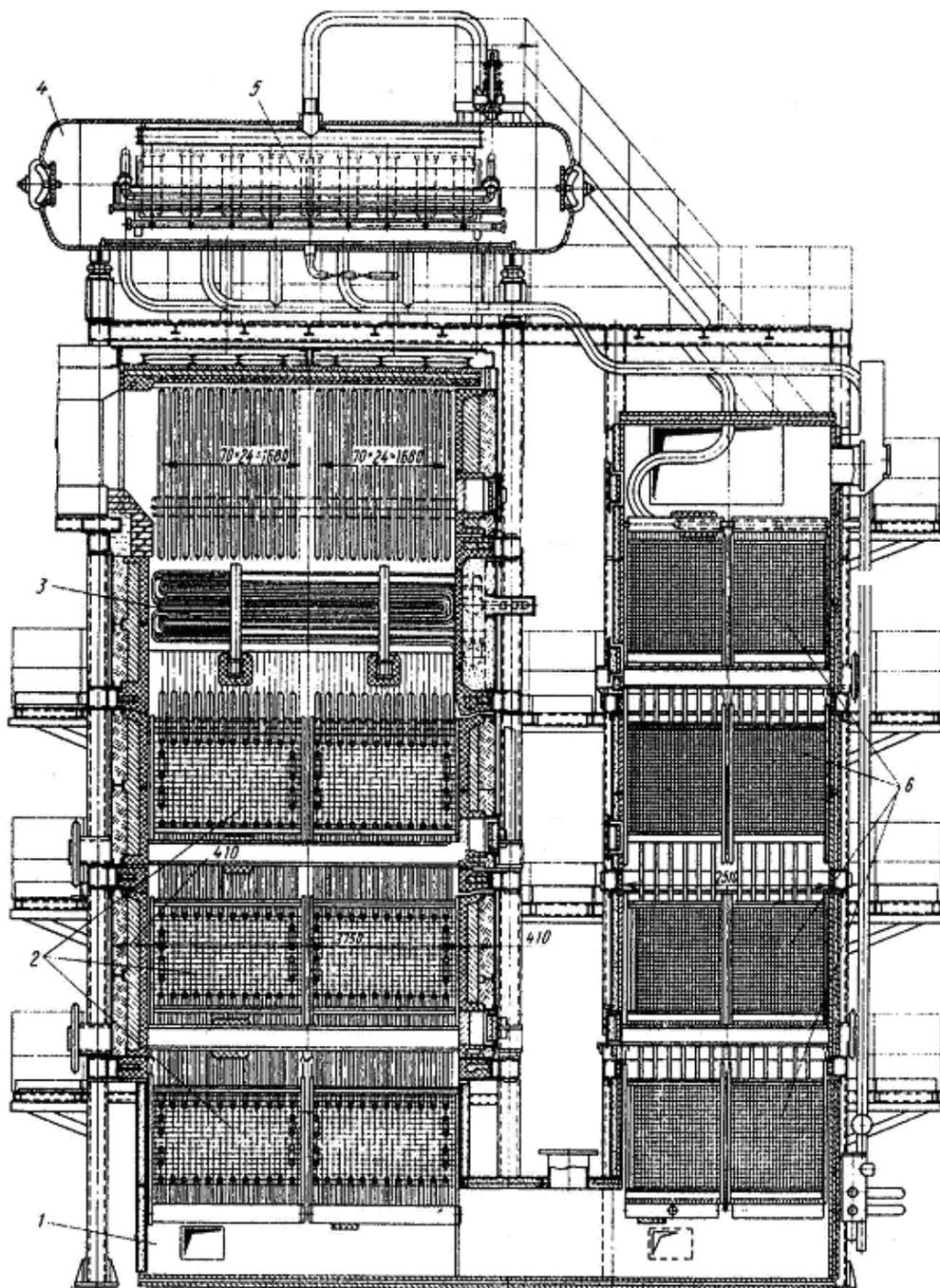
$$H = \frac{V_k}{F}.$$

2.1.6 Котлы-утилизаторы в установках сухого тушения кокса

Для первых УСТК был разработан башенный котел КСТ-80 (рис. 5). Впоследствии был разработан котел КСТК-25/39С-1 (рис. 6). Котел барабанный, с принудительной циркуляцией, выполнен по V-образной схеме, подвод и отвод газов верхний. В опускном газоходе расположены пароперегреватель и испарительные секции, в подъемном – экономайзер. По ходу газов последовательно расположены: пароперегреватель 3, испарительная поверхность 2 и экономайзер 6. Пароперегреватель конвективный, змеевиковый, выполнен из труб диаметрами 32×3 мм и состоит из двух частей: первая по ходу пара – прямоточная, вторая – противоточная. Температуру перегрева пара регулируют газовым регулятором. Испарительные поверхности и экономайзер расположены горизонтально и выполнены из труб 28×3 мм (сталь 20). Паропроизводительность установки 25 т/ч, температура перегретого пара 440 °С, давление 4 МПа. Температура газов на входе в котел 800 °С, на выходе из котла 160 °С.

В настоящее время разработана новая конструкция КУ для охлаждения газов, поступающих в него из камеры сухого тушения. Новый КУ КСТК-35/40-100 башенной компоновки с верхним подводом газа (рис. 6). Стены газохода состоят из газоплотных панелей, выполненных из труб диаметром 57 мм с толщиной стенки 5 мм и шагом 100 мм и включенных в контур естественной циркуляции. Внутри газохода расположены конвективные змеевиковые поверхности нагрева, включенные в контур многократной принудительной циркуляции (МПЦ). Конвективные поверхности нагрева выполнены из труб диаметром 28 мм с толщиной стенки 3 мм (сталь 20).

Для регулирования температуры пара в котле предусмотрен пароохладитель, работающий на котловой воде и установленный «в рассечку» между ступенями. Пароперегреватель устанавливается в зоне высоких температур. Он имеет две ступени, расположенные параллельно по ходу газов: I (входная) ступень выполнена из труб диаметром 28 мм с толщиной стенки



1 – переходный газоход; 2 – испарительные поверхности; 3 – пароперегреватель; 4 – барабан; 5 – сепарационное устройство; 6 – экономайзер

Рисунок 5 - Паровой котел КСТК-25/39С-1

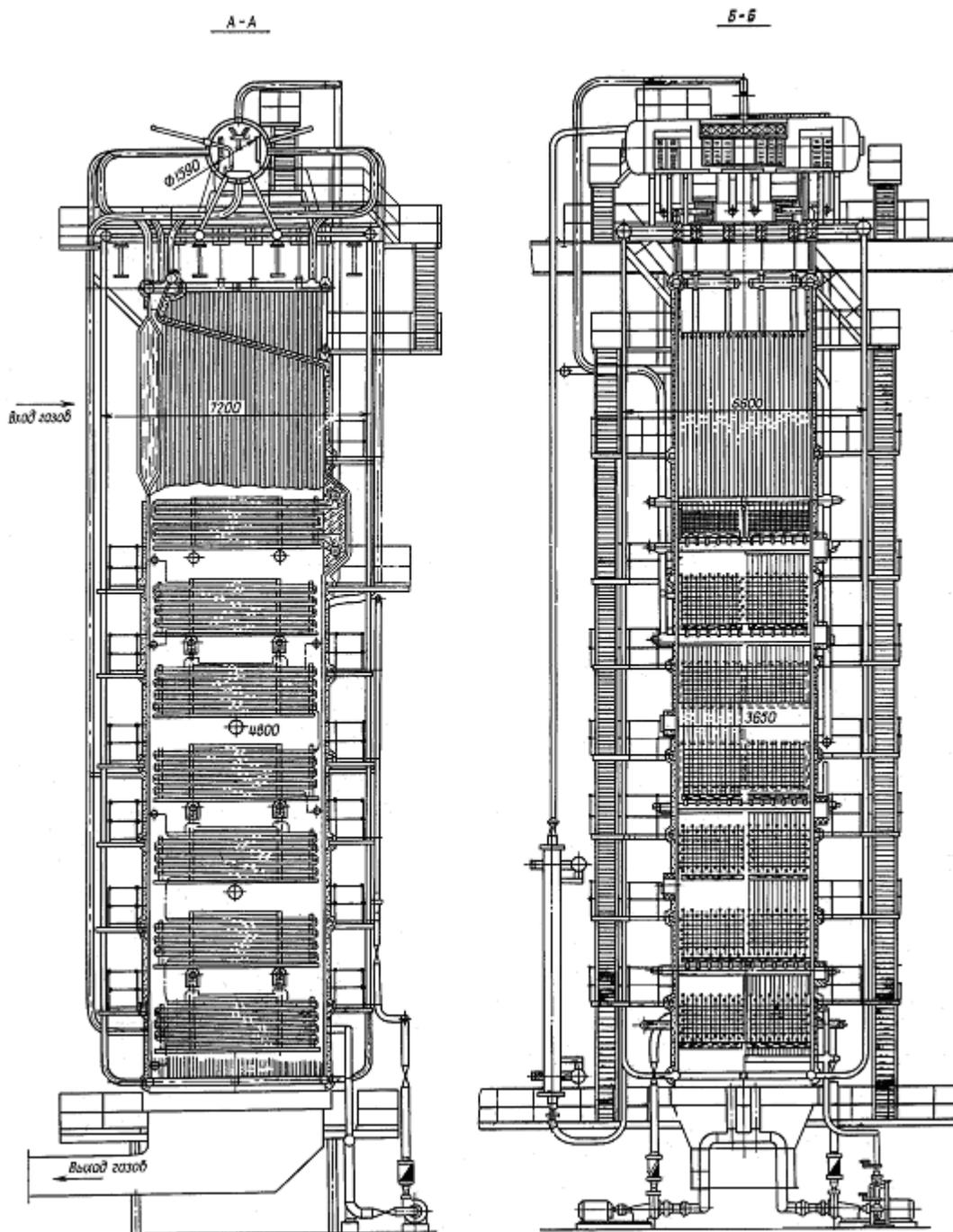


Рисунок 6 - Котел-утилизатор КСТК-35/40-100

3 мм (сталь 20); II (выходная) – из труб диаметром 28 мм с толщиной стенки 3,5мм (сталь 12Х1МФ). Пар из I ступени направляется в пароохладитель, а после него во II ступень. Испарительная поверхность расположена за пароперегревателем. Она состоит из шести блоков, попарно расположенных в трех ярусах. За испарительной поверхностью располагается водяной

экономайзер. Движение воды – восходящее, противоточное. Пакеты пароперегревателя, испарительной поверхности, водяного экономайзера в газоходе крепятся к опорным охлаждаемым балкам, которые включены в контур циркуляции многократной принудительной циркуляции.

Техническая характеристика: паропроизводительность – 32,4 т/ч; давление перегретого пара - 4 МПа; температура перегретого пара – 440°C; температура газов: на входе в котел – 800°C, на выходе из котла – 170°C; расход газов через котел – 100000 м³/ч.

2.2 Производство чугуна и стали

В данное время чугун в основном получают в доменных печах.

Выход ВЭР в доменных печах:

1. Химически связанное тепло доменного или колошниковых газов. Теплота его составляет 52-58% от химически связанного тепла всего кокса, подаваемого в доменную печь. Теплота сгорания доменного газа 3,5-5 МДж/м³.

2. Физическое тепло доменного газа, который выходит из печей с температурой 300-350°C составляет 4,5% от химически связанного тепла топлива, которое сжигается в печи (естественный газ + кокс + энергетический уголь).

3. Физическое тепло жидкого чугуна, который имеет температуру на выпуске 1300-1400 °С. Это составляет 4% от химически связанного тепла топлива, сожженного в печи.

4. Физическое тепло шлаков, которые выпускаются из печи, с температурой 1300-1400 °С – 3,5-5% от химически связанного тепла топлива, сожженного в печи.

5. Физическое тепло воды или пара, что охлаждает конструкционные элементы печей, составляет 2,5-5% от химически связанного тепла топлива в печи.

6. Химически связанное тепло коксовой мелочи 3-8% от всего кокса.

Сталь вырабатывается в мартеновских печах, в кислородных конвертерах и в электросталеплавильных печах.

Выход ВЭР мартеновского производства:

1. Физическое тепло отходят дымовых газов с температурой 500-700 °С, которая составляет 30-35% от всего израсходованного тепла топлива на выплавке стали (затрата условного топлива на тонну стали составляет 125-200 кг).

2. Физическое тепло (воды или пар), что охлаждает конструкционные элементы печей, составляет 17-25% от химического тепла топлива, израсходованного в печи.

3. Тепло редких шлаков – 2-5% от всего тепла топлива.

4. Физическое тепло выплавляемого металла – 15-20% тепла топлива.

Конвертерное производство.

Выход ВЭР:

1. Конвертерный газ содержит до 90% СО . Теплота сгорания его – 8,7-10,4 МДЖ/м³.

2. Температура газа 1600-1650 °С, загрязненность 200 г/м³, а использовать газ можно с содержанием пыли 0,4 мг/м³.

3. Газы, которые отходят, практически не содержат горючих веществ и имеют температуру 900–1000 °С. Можно использовать для подогрева шихты. Это разрешает снизить удельную затрату электроэнергии на 15-30%.

2.3 Прокатное производство

К прокатному производству относятся: обжимные цехи (блюминг, слябинг), сортовые станы, листовые станы горячей и холодной прокатки, трубные станы, трубосварочные агрегаты, колесные станы и т.п. Эти цехи имеют разное энергетическое оборудование: нагревательные и термические печи, прокатные станы и другое оборудование.

Выход ВЭР:

1. Физическое тепло отходящих дымовых газов (температура 500–1000 °С) составляет 30-60% всего связанного тепла расходуется, что печами химически, топлива.

2. Физическое тепло готового металла прокатки. Использование его разрешит экономить не только первичные энергоресурсы, но и повысить качество готовых изделий (сократить окисление металла, повысить твердость и другие механические свойства).

3 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ДЛЯ ПОДОГРЕВА КОМПОНЕНТОВ ГОРЕНИЯ ГОРЕНИЯ

3.1 Рекуператоры

3.1.1 Понятие. Классификация. Целесообразность подогрева компонентов горения

Рекуператоры – это теплообменники стационарного типа, в которых греющая и нагреваемая среды разделены стенкой. Температуры сред, а так же температура стенки в каком либо сечении не изменяется во времени .

За счет теплоты продуктов сгорания подогревают компоненты горения: воздух и низкокалорийный газ с теплотой сгорания $Q_{н}^p < 8 \text{ МДж/м}^3$ (если $Q_{н}^p$ выше, то подогрев газа бессмыслен).

Для подогрева компонентов горения и низкокалорийных топливных газов используют стационарные теплообменники (рекуператоры) и нестационарные (регенераторы).

Материалы, которые применяют для изготовления рекуператоров могут быть такими: металлы (углеродистая сталь, при температуре подогрева воздуха $t_{вк} \leq 300 \text{ °С}$; чугун, $t_{вк} \leq 350 \text{ °С}$; жаропрочная сталь, $t_{вк} \leq 600 \text{ °С}$ (Si, Cr) – эти металлы обеспечивают высокую герметичность) и керамика (выполняются из шамота или карбошамота). Керамические рекуператоры обеспечивают высокую температуру подогрева воздуха, но имеют низкую герметичность. Особое внимание обращается на аэродинамический режим рекуператора.

По способу внешнего теплообмена со стороны дымовых газов, рекуператоры разделяют на конвективные и радиационные.

3.1.2 Тепловые схемы, проектирование. Тепловой и аэродинамический расчеты

По направлению движения греющих и нагреваемых сред различают следующие тепловые схемы рекуператоров:

1) противоток (рис. 7)

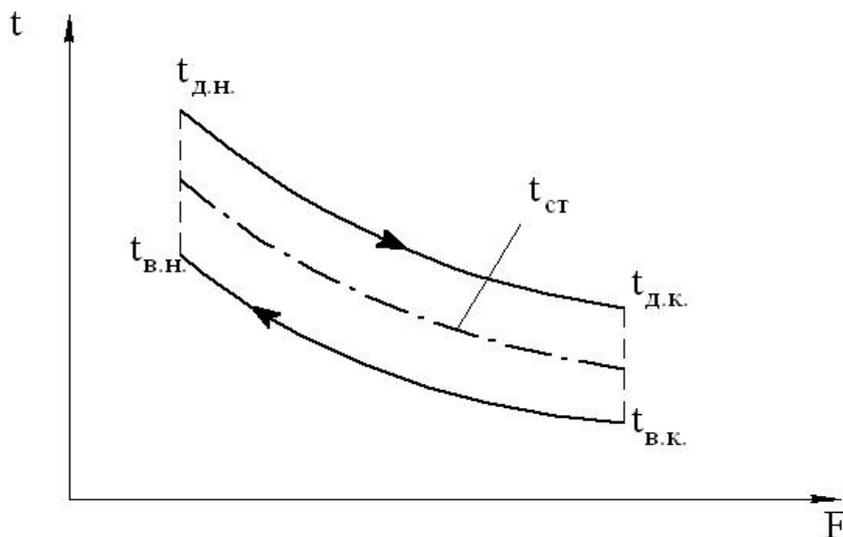


Рисунок 7 – Схема противотока

Достоинства: можно получить высокую конечную температуру нагреваемой среды. Конечная температура воздуха близка к начальной температуре дыма. Это говорит о высокой степени использования ВЭР.

Недостатки: температура стенки может ограничивать подогрев воздуха: высокая температура воздуха влечет за собой высокую температуру стенки, значит, для работы стенки создаются тяжелые условия.

2) прямоток (рис. 8)

Достоинства: стенка находится в «комфортных условиях», температура стенки невысокая.

Недостаток: низкий коэффициент использования ВЭР, небольшой подогрев воздуха (температура воздуха конечная меньше конечной температуры дыма), высокая температура дымовых газов.

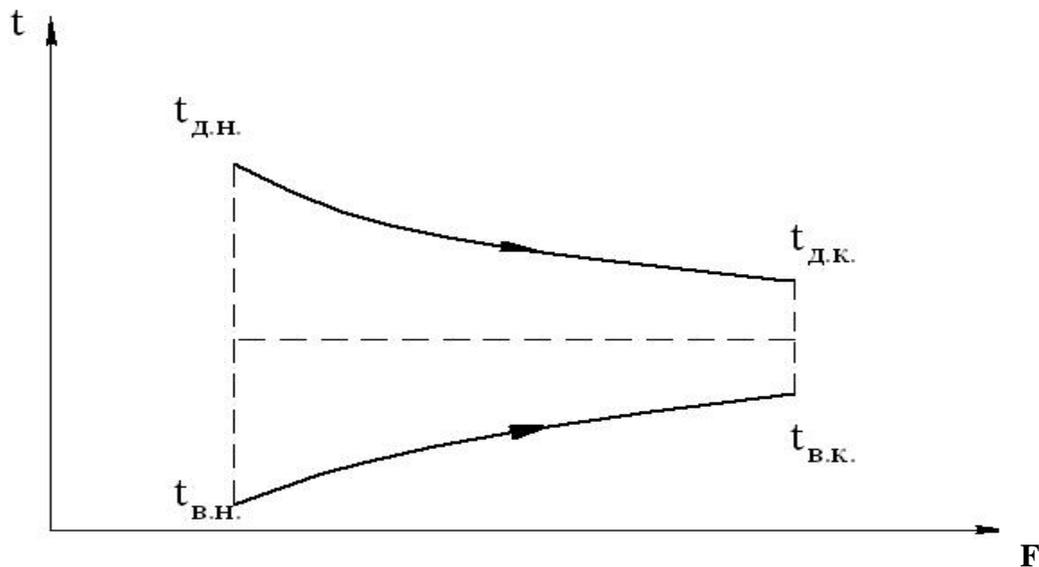


Рисунок 8 – Схема прямотока

На практике используют более сложные схемы:

- перекрестный ток
- перекрестный прямоток
- перекрестный противоток
- комбинация всех этих видов тока в одном рекуператоре

Расчетные уравнения рекуператоров

Количество теплоты, отданное дымовыми газами рекуператору:

$$Q_d = V_d c_d (t_{дн} - t_{дк}), \text{ Вт}$$

где V_d – объем дымовых газов, м^3 ;

c_d – теплоемкость дымовых газов, $\text{Дж}/(\text{м}^3\text{К})$;

$t_{дн}$, $t_{дк}$ – температура дымовых газов начальная и конечная, $^{\circ}\text{C}$.

Количество теплоты, воспринятое воздухом:

$$Q_b = V_b c_b (t_{вн} - t_{вк}), \text{ Вт}$$

где V_b – объем воздуха, м^3 ;

c_b – теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3\text{К})$;

$t_{\text{вн}}$, $t_{\text{вк}}$ – температура воздуха начальная и конечная, °С.

Тепловые потери в рекуператоре невелики и составляют

$$Q_{\text{в}} = \xi \cdot Q_{\text{д}}, \text{ Вт}$$

$$\xi = 0,99 - 0,98$$

Количество теплоты, которое получил воздух через поверхность нагрева

$$Q_{\text{в}} = k \cdot \Delta t \cdot F, \text{ Вт}$$

где F – поверхность нагрева, м^2 ;

k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

Δt – перепад температуры, °С.

Цель проектного расчета – определение поверхности нагрева.

Температура стенки в каком-либо сечении определяется по формуле:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{в}} + \frac{t_{\text{д}} - t_{\text{в}}}{1 + \frac{\alpha_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}}}{\alpha_{\text{д}} \cdot F_{\text{д}}}},$$

где $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{д}}$ – коэффициенты теплоотдачи воздуха и дымовых газов, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$F_{\text{в}}$, $F_{\text{д}}$ – поверхности нагрева со стороны воздуха и дымовых газов, м^2
(рис.9).

$\alpha_{\text{в}} \uparrow \rightarrow t_{\text{ст}} \downarrow$

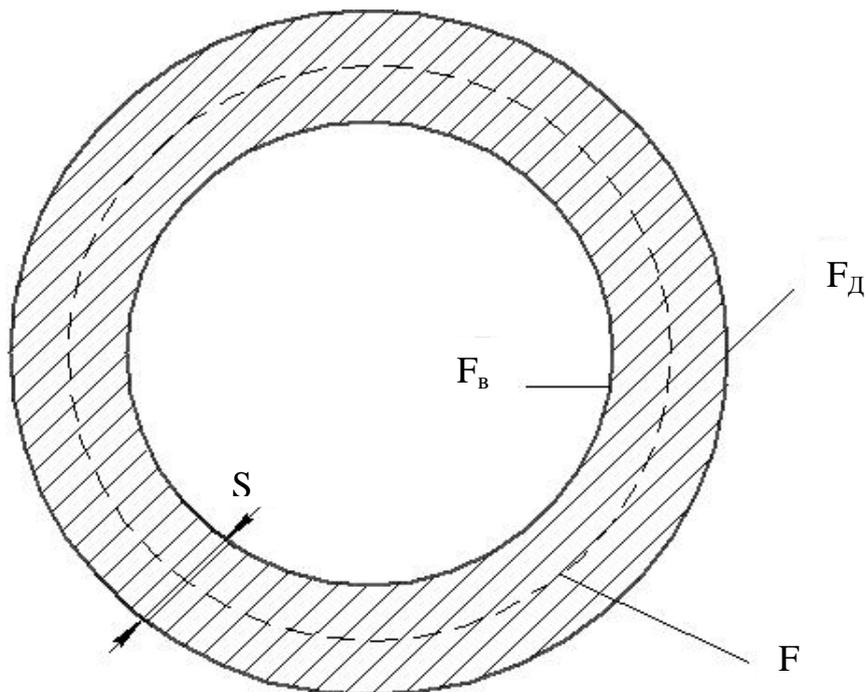


Рисунок 9 – Поверхности нагрева

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_d} \cdot \frac{F_d}{F_b} + \frac{1}{\alpha_b} + \frac{S}{\lambda}},$$

где S – толщина стенки, м

$$\alpha_b = \alpha_{b \text{ конв}} + \alpha_{b \text{ лучист}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

$$\alpha_d = \alpha_{d \text{ конв}} + \alpha_{d \text{ лучист}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/мК.

При противотоке:

$$\Delta t = \frac{(t_{дн} - t_{вк}) - (t_{дк} - t_{вн})}{\ln \frac{(t_{дн} - t_{вк})}{(t_{дк} - t_{вн})}}$$

При прямотоке:

$$\Delta t = \frac{(t_{дн} - t_{вн}) - (t_{дк} - t_{вк})}{\ln \frac{(t_{дн} - t_{вн})}{(t_{дк} - t_{вк})}}$$

Коэффициенты теплоотдачи как на стороне продуктов сгорания, так и воздуха, тем больше, чем больше скорости и чем сложнее конструкция, позволяющая турбулизовать потоки. Чем больше коэффициент теплоотдачи α , тем больше аэродинамическое сопротивление Δp :

$$\Delta p = k \frac{w^2 \rho}{2}, \alpha \sim w^{0,8}, \Delta p_{\text{пот}} \sim w^2$$

Коэффициент k – отображает сложность конструкции. С ростом сопротивления Δp возрастают затраты энергии на нагнетателях.

При расчете рекуператора нужно решать задачу оптимизации:

- экономия топлива (достоинство рекуператора);
- капитальные затраты на сооружение (недостаток);
- эксплуатационные расходы (нагнетатели, очистка поверхности, обслуживание, ремонт) (недостаток).

При конструировании рекуператора стараются обеспечить следующие требования к конструкции:

1. Необходимо применять окалиностойкие материалы (устойчивость к агрессивным средам).
2. Применять материалов с высокой теплопроводностью.
3. Обеспечить возможный минимум температуры стенки.
4. Предотвращение местных перегревов (равномерное распределение воздуха и дымовых газов).
5. Герметичность конструкции, газоплотность (исключается перетекание одной среды в другую).
6. Возможность чистки поверхности нагрева в процессе работы.
7. Обеспечение свободного расширения элементов поверхностей нагрева при нагреве и охлаждении (компенсация температурных расширений).
8. Экономичность рекуператора, которая достигается путем решения задачи оптимизации.

3.1.3 Конструкция металлических и керамических рекуператоров.

Конвективные и радиационные рекуператоры

В конвективных рекуператорах преобладает конвективный теплообмен со стороны продуктов сгорания. Радиационный теплообмен развит слабо из-за малой толщины излучающего слоя.

Для интенсификации конвективного теплообмена применяют различные приемы:

1. Оробрение поверхности для повышения коэффициента теплообмена.
2. Применение игольчатых труб (рис.10) для увеличения площади и интенсификации турбулентности (уменьшается пограничный слой).
3. Увеличение скорости движения сред.
4. Организация тангенциального движения.
5. Формирование пучка труб взамен единичной трубы. Преимущество отдается использованию шахматных пучков труб (рис. 10).

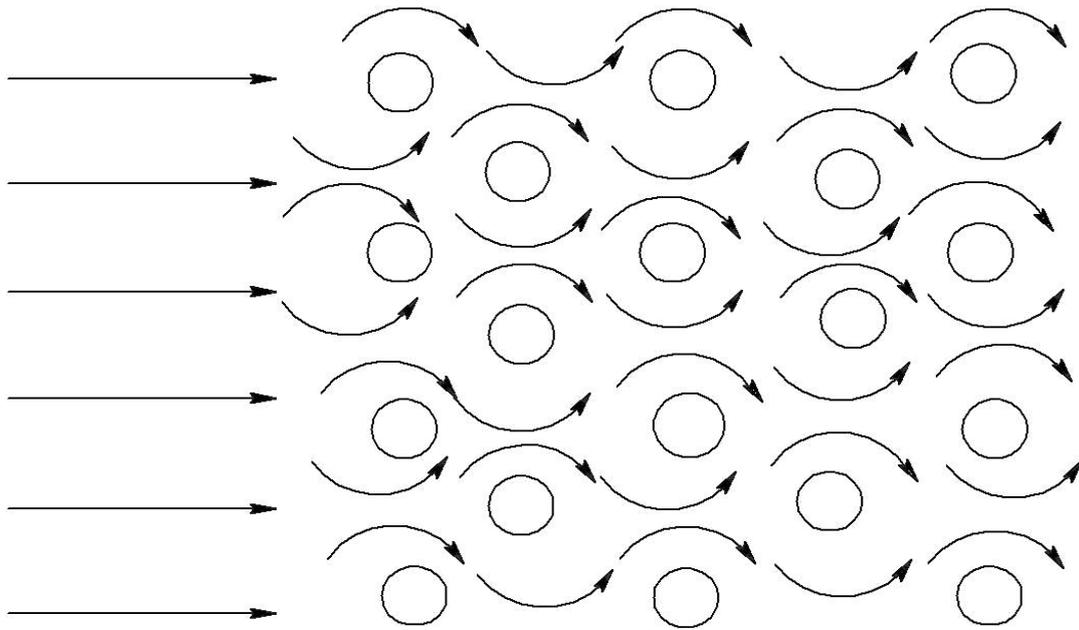


Рисунок 10 - Движение греющей (нагреваемой) среды в шахматном пучке труб

Примеры выполнения рекуператоров:

1. Чугунные игольчатые рекуператоры, перекрестно-прямоточные для высокой температуры продуктов сгорания и перекрестно-противоточные для относительно низких температур продуктов сгорания; рекомендуемая скорость воздуха $w_v = 8-10$ м/с, дыма $w_d = 2$ м/с (рис. 11)

2. Металлические рекуператоры из гладких стальных труб. Возможны петлевые, длиннотрубные с зигзагообразным движением продуктов сгорания и направляющими перегородками. (рис. 12, 13)

3. В радиационных рекуператорах преобладает теплообмен излучением со стороны дымовых газов за счет большого диаметра канала для прохода дымовых газов (рис. 14). Теплообмен на стороне воздуха интенсифицируется скоростью (до 30 м/с при НФУ). Радиационные рекуператоры имеют большую высоту, иногда компонуются с дымовой трубой.

Достоинства: низкое аэродинамическое сопротивление на дымовой стороне, уменьшение загрязнения поверхности нагрева, простота очистки.

Для получения максимального нагрева воздуха используют комбинированные металлические рекуператоры (рис. 15). Они могут нагреть воздух до температуры 900 °С при начальной температуре газов 1500 °С.

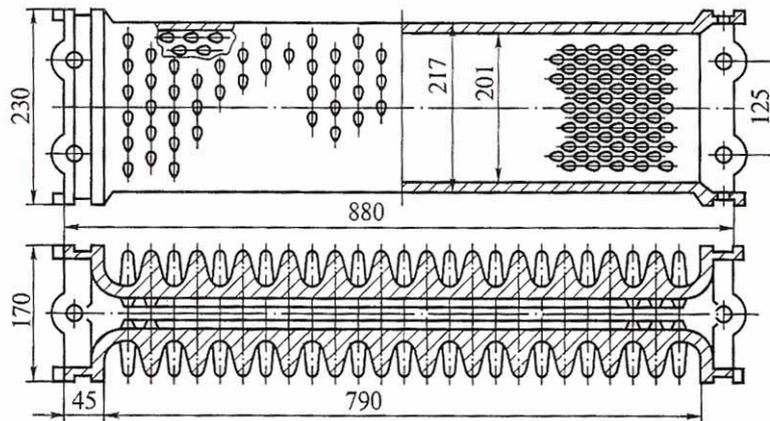


Рисунок 11 – Рекуператор из чугуновых игольчатых труб

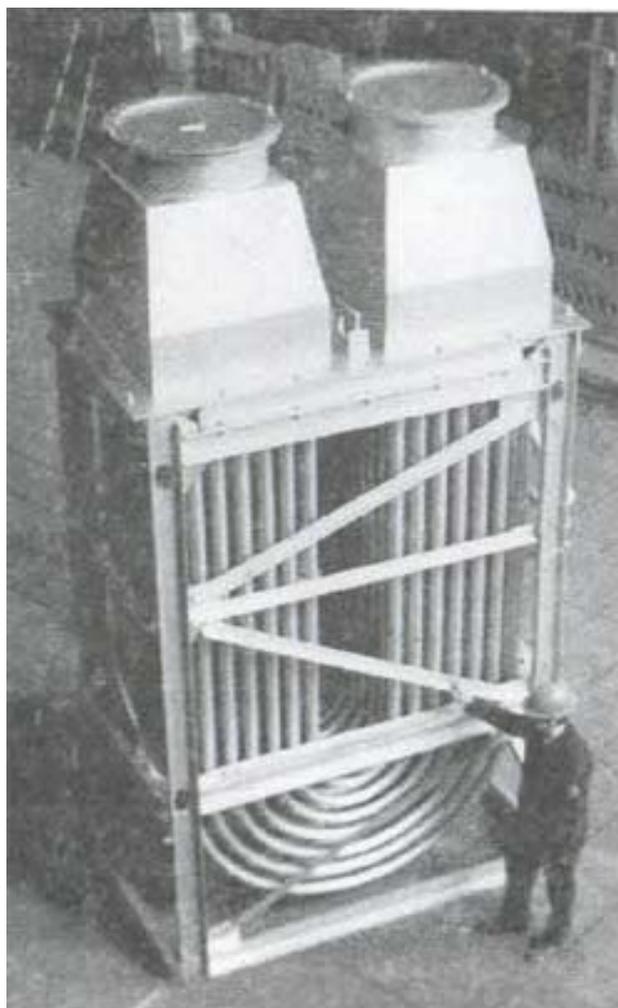


Рисунок 12 – Большой трубчатый рекуператор

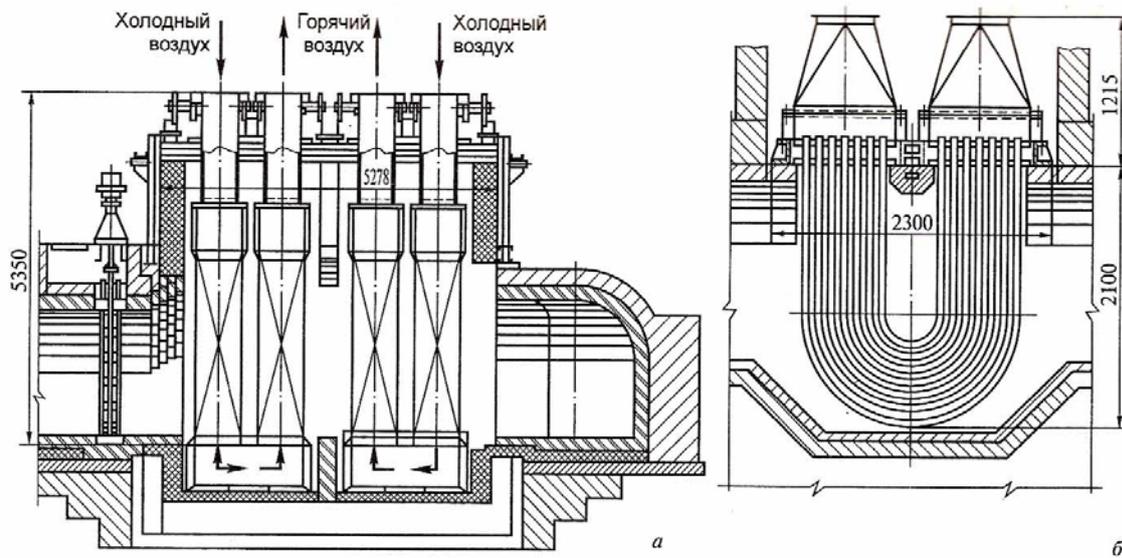


Рисунок 13 – Металлические трубчатые рекуператоры с прямыми (а) и петлеобразными (б) трубками

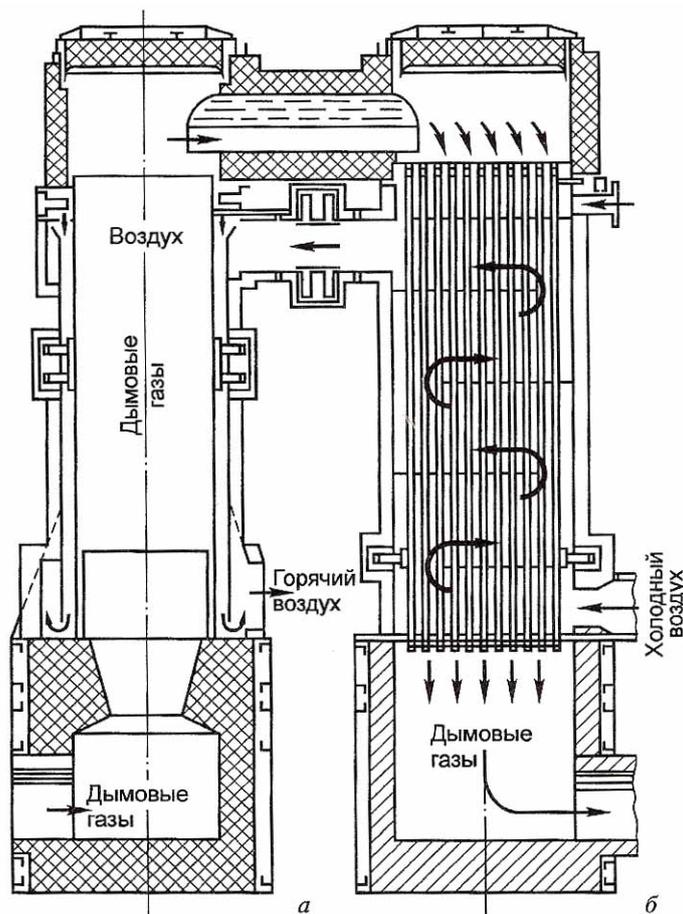


Рисунок 14 – Радиационные рекуператоры

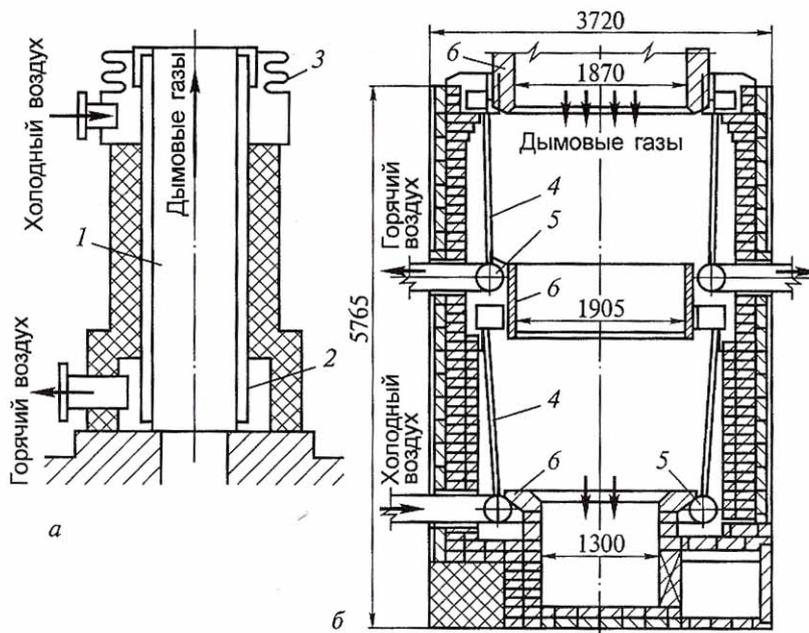


Рисунок 15 – Комбинированный радиационно-конвективный рекуператор: а-радиационная часть, б-конвективная часть

Материалы, которые используют для керамических рекуператоров:

- шамот, коэффициент теплопроводности $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{мК})$;
- карбошамот, $\lambda = 2-3 \text{ Вт}/(\text{мК})$;
- карборунд, $\lambda = 7-8 \text{ Вт}/(\text{мК})$.

Достоинства керамических рекуператоров: возможность высокотемпературного нагрева (до 900°C), долговечность (срок службы – несколько лет).

Недостатки керамических рекуператоров: низкая герметичность, громоздкость, большие тепловые сопротивления.

На отечественных металлургических заводах применяют чаще всего рекуператоры из специальных фасонных шамотных кирпичей. Рекуператор набирается из отдельных блоков и спользуется в методических печах. (Рисунок 16, а) и из восьмигранных трубок. Трубчатый рекуператор используется в нагревательных колодцах и представляет собой трубки длиной 300 мм. Внутри трубки идут продукты сгорания, а снаружи они омываются воздухом. (Рисунок

16, б). Из-за низкой газоплотности ограничивают скорость воздуха (2-4 м/с), для уменьшения утечек воздуха на дымовую сторону.

Керамические рекуператоры применяются все реже. По мере развития металлургии и получения относительно недорогих легированных марок стали, выдерживающих высокие температуры, большое распространение получают металлические рекуператоры.

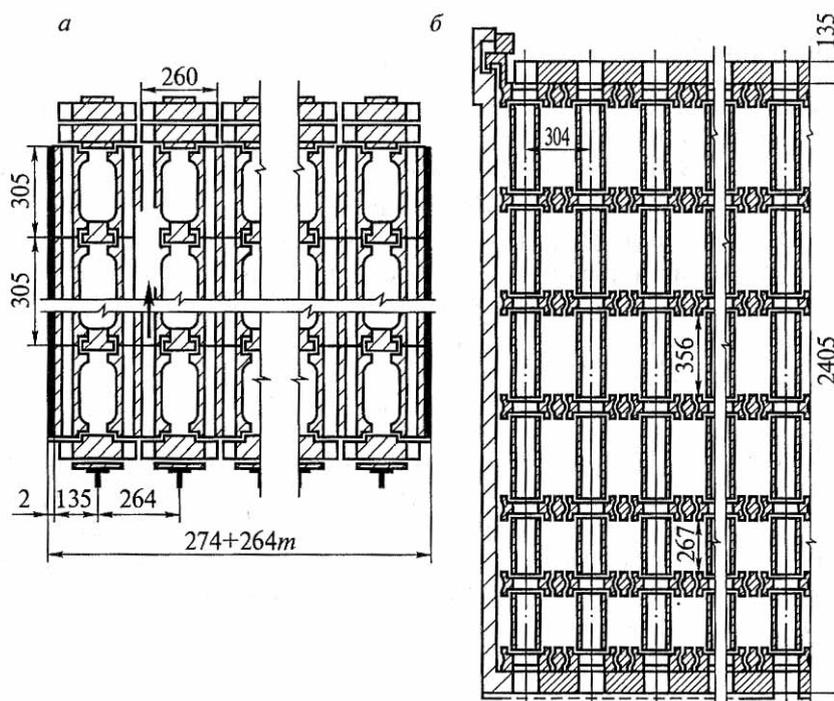


Рисунок 16 – Керамические рекуператоры: а – из шамотных блоков, б – из карбошамотных труб

3.2 Регенераторы

3.2.1 Понятие, достоинства, недостатки

Регенераторы – это теплообменники нестационарного типа периодического действия, в которых посредником между греющей и нагреваемой средами является массивная регенеративная насадка, которая работает в нестационарных условиях (рис.17). Через насадку проходят продукты сгорания в течении некоторого времени Δt_1 (5 – 10 минут), отдают свое тепло насадке, которая в свою очередь аккумулирует теплоту. Затем

происходит перекидка клапанов и через нагретую насадку пропускают нагреваемую среду. Время охлаждения насадки $\Delta\tau_2$. Таким образом, насадка работает поочередно: сначала нагревается, затем охлаждается. В регенераторах целесообразно нагревать воздух и низкокалорийные газы.

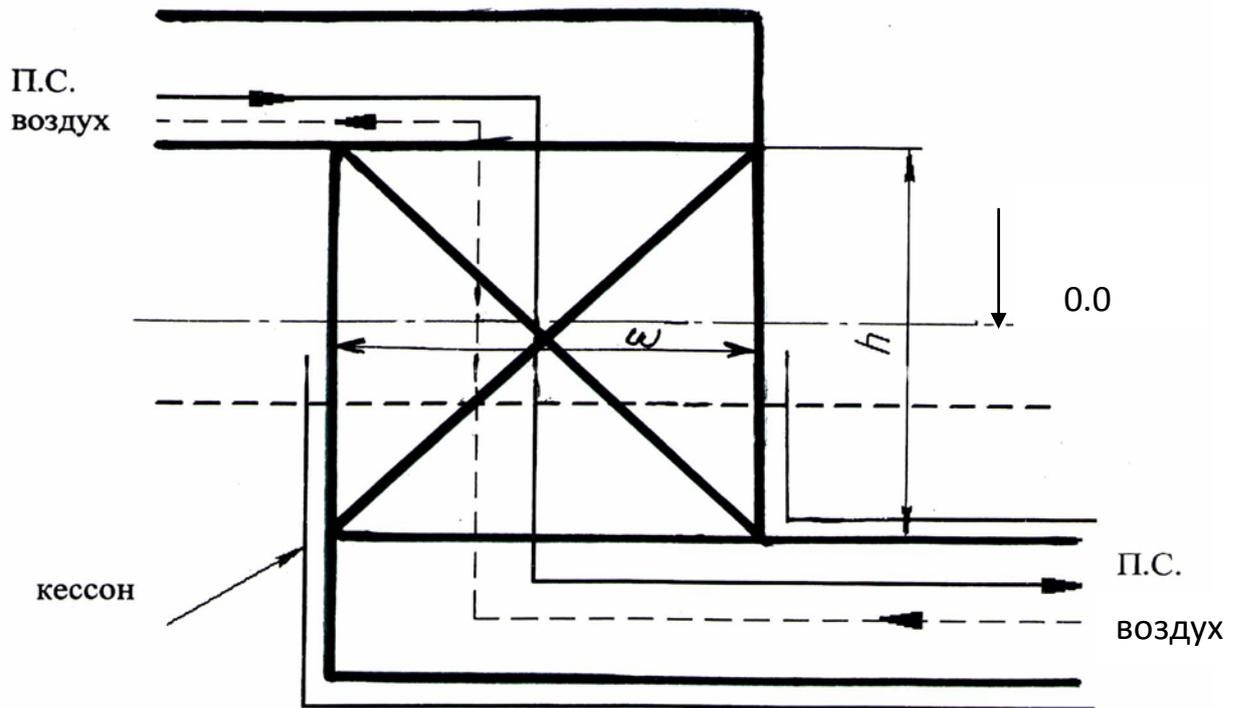


Рисунок 17 – Регенеративная насадка

Регенеративная насадка является посредником между греющим и нагреваемым потоком. Насадка выкладывается из огнеупора (шамот, высокоглиноземистый кирпич, динас). Печи, в которых применяется регенератор, называются регенеративными печами.

Достоинства (по сравнению с рекуператором):

1. Возможен высокотемпературный подогрев компонентов горения до температур $1000 - 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, так как в качестве насадки используется огнеупорный материал. В качестве материала для насадок используются обыкновенные и фасонные кирпичи из шамота и высокоглиноземистых огнеупоров. В последнее время стали использоваться шариковые насадки.

2. Простота конструкции (изготовление и ремонт насадки происходит достаточно быстро, так как насадка состоит из кирпичей или небольших блоков).

3. В рекуператорах нет проблем с герметичностью.

4. Большой срок службы насадок, дешевизна.

Недостатки:

1. Непостоянство температуры компонентов горения.

2. Необходимы устройства для реверса (система перекидки клапанов, механизмы).

3. Запыление насадки.

4. Потери компонентов горения (части газа или воздуха) при перекидке клапанов, то есть потери нагреваемой среды.

3.2.2 Типы и характеристики огнеупорных насадок

Огнеупорные насадки бывают: (рис. 18)

а), б) Из фасонного кирпича для доменных воздухонагревателей. Эти насадки имеют хорошие тепловые качества, применяют их только для чистых газов.

в) Насадка Каупера или насадка сплошными каналами. Невозможен горизонтальный переток, ухудшается турбулизация потока и коэффициент теплоотдачи. Выполняется из простого кирпича, используется для воздухоподогревателя (каупера) доменной печи.

г) Насадка колодцами Сименса с возможностью перетока среды из одного канала в другой. Активно работает поверхность нагрева из простого прямого кирпича.

д) Брусковая насадка состоит из длинных брусков, похожа на насадку Сименса, но набирается быстрее, бруски имеют квадратное сечение.

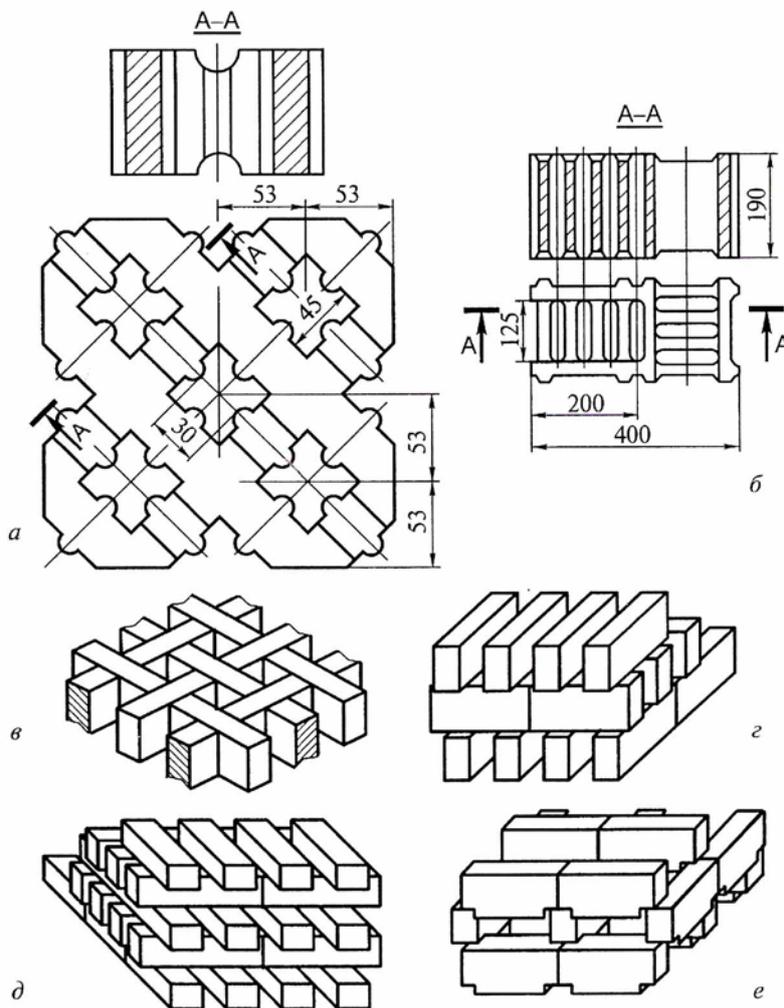
е) Насадка Петерсена выкладывается из фасонного кирпича Т-образной формы, дает возможность фиксировать ячейки. Лучше, чем насадка колодцами, так как конструкция более прочная. Поверхность нагрева используется хуже, уменьшается размер горизонтальных каналов.

Одной из характеристик насадок является удельная поверхность нагрева, $H, \text{ м}^2/\text{м}^3$. Чем больше удельная поверхность нагрева, тем компактнее насадка, но с другой стороны – меньше размер ячейки, что ведет к засоренности.

Интенсивность теплообмена оценивается по поверхностному коэффициенту теплоотдачи α_F . Для того, что бы рассчитать насадку, используется объемный коэффициент теплоотдачи α_V :

$$\alpha_V = \alpha_F \cdot H, \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К}),$$

α_V – дает возможность определять объем регенеративной камеры.



а, б - блочная для доменных воздухонагревателей, в-Каупера или насадка сплошными каналами, г-Сименса, д-брусковая, е-Петерсона

Рисунок 18 – Виды регенеративных насадок

Удельная поверхность нагрева составляет $H = 10-30 \text{ м}^2/\text{м}^3$ в зависимости от типа насадки.

Коэффициент теплоотдачи α_F , Вт/(м²К), можно определить исходя из формул для расчета конвективного теплообмена:

$$\alpha_F \rightarrow \quad Nu = A \cdot Re^n; \quad Nu = \frac{\alpha_F \cdot L}{\lambda_{\text{газа}}}; \quad Re = \frac{wL}{v_{\text{газа}}}$$

A, n – зависят от типа насадки и находятся экспериментально, по таблицам, приводимым ниже

Тип насадки	Размер насадки	A	n
Насадка Сименса	120 x 120	0,193	0,62
Насадка Петерсона	120 x 120	0,034	0,79
Насадка брусковая	120 x 120	0,081	0,74

Характеристика регенеративных насадок

Показатели	Тип насадки					
	Блочная (рис 18 а)	Блочная (рис 18 б)	Кау- пера	Сименса	брусковая	Петерсона
Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	38,1	36,8	13,5	13,5	16,5	14,5
Объем кирпича насадки, м ³ /м ³	0,7	0,58	0,54	0,31	0,31	0,35-0,43
Живое сечение, м ² /м ²	0,29	0,386	0,48	0,42	0,42	0,46

Регенераторы сооружают ниже нулевой отметки цеха (рис.17).

Объем насадки находится по формуле:

$$V = h \cdot \omega ,$$

где ω – поперечное сечение, м^2

h – высота насадки, м.

Для оценки эффективности использования насадки используют коэффициент стройности:

$$K_c = \frac{h}{\sqrt{\omega}}$$

Если $K_c > 1,5$, то насадка используется хорошо. Чем больше высота, тем выше коэффициент стройности. Высота насадки ограничивается грунтовыми водами. Поэтому, чем больше высота насадки, тем глубже яма для нее, и значит, тем ближе грунтовые воды. Если уровень грунтовых вод высок, то камеру насадки помещают в водонепроницаемый кессон.

Для исключения воздействия грунтовых вод можно использовать регенератор с горизонтальной насадкой (рис.19).

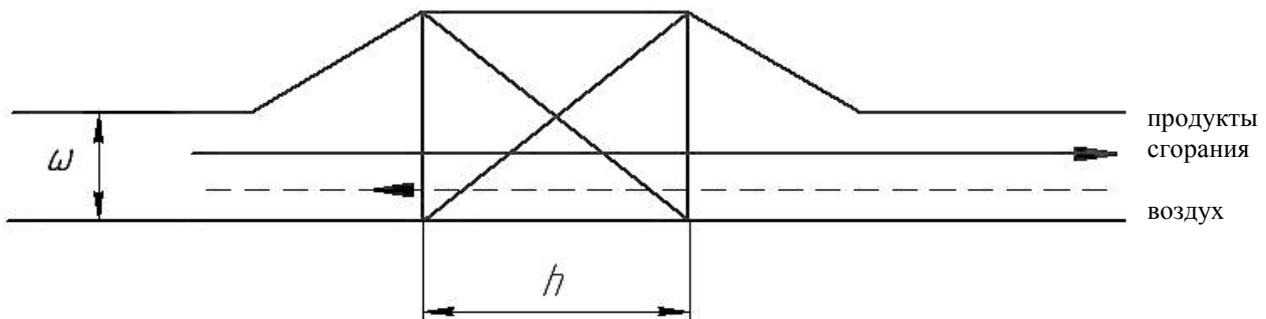


Рисунок 19 – Горизонтальная насадка

Для повышения коэффициента стройности строят двух оборотные насадки (двух оборотный регенератор) (рис. 20).

$H = h_1 + h_2$ – высота насадки;

h_1 – высота горячей насадки, м;

h_2 – высота холодной насадки, м.

В двухоборотной насадке есть недостаток: большое аэродинамическое сопротивление.

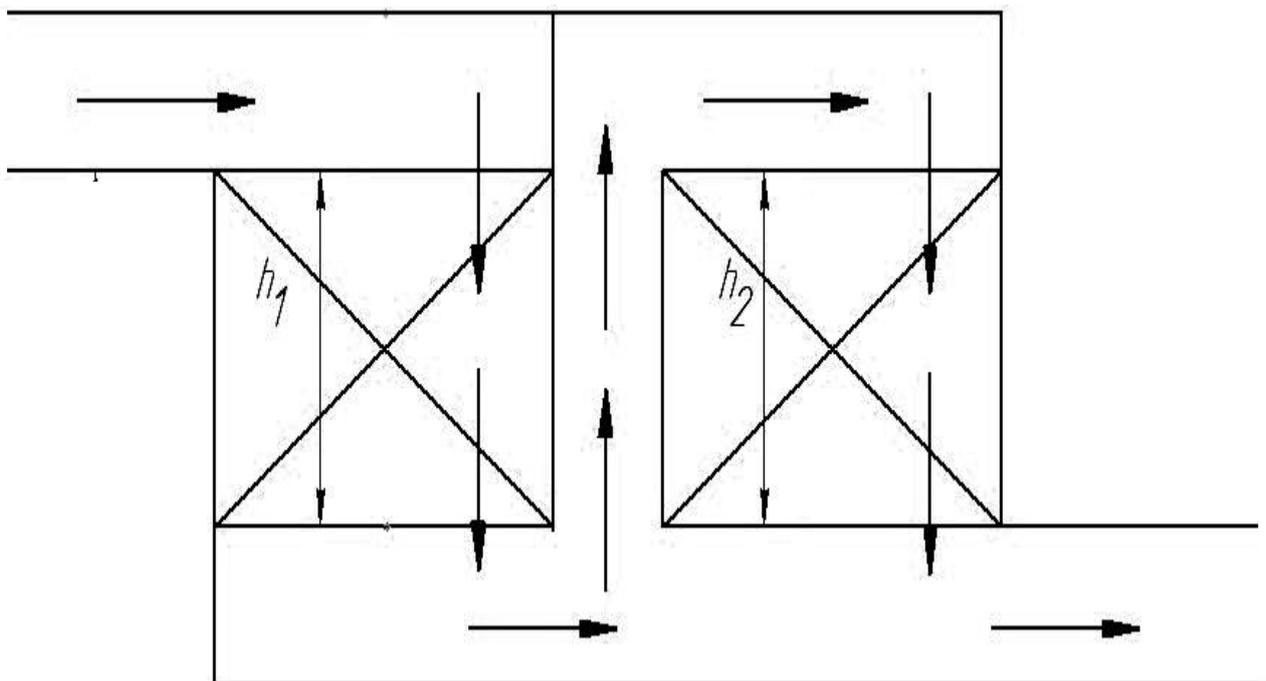


Рисунок 20 – Двухоборотный регенератор

3.2.3 Проектный расчет регенератора

Спроектировать регенеративный теплообменник, значит, определить его размеры и основные характеристики. При проектировании могут решаться 2 задачи: **прямая** – целью является определение поверхности нагрева регенератора, геометрических размеров для обеспечения заданного расхода воздуха и **обратная** – целью является определение температуры подогрева воздуха для регенератора заданных размеров.

Регенеративная насадка характеризуется (рис 21, 22):

1. Удельная поверхность нагрева, Φ , $\text{м}^2/\text{м}^3$ – характеризует основное качество насадки как теплообменного аппарата.
2. Живое сечение насадки, ω , $\text{м}^2/\text{м}^2$ – это отношение сечения для прохода газов в среду к полному (общему) сечению насадки.
3. Коэффициент заполнения насадки кирпичом, φ , $\text{м}^3/\text{м}^3$ – показывает, какой объем кирпича надо иметь для сооружения 1 м^3 насадки.
4. Эквивалентная толщина кирпича S , м

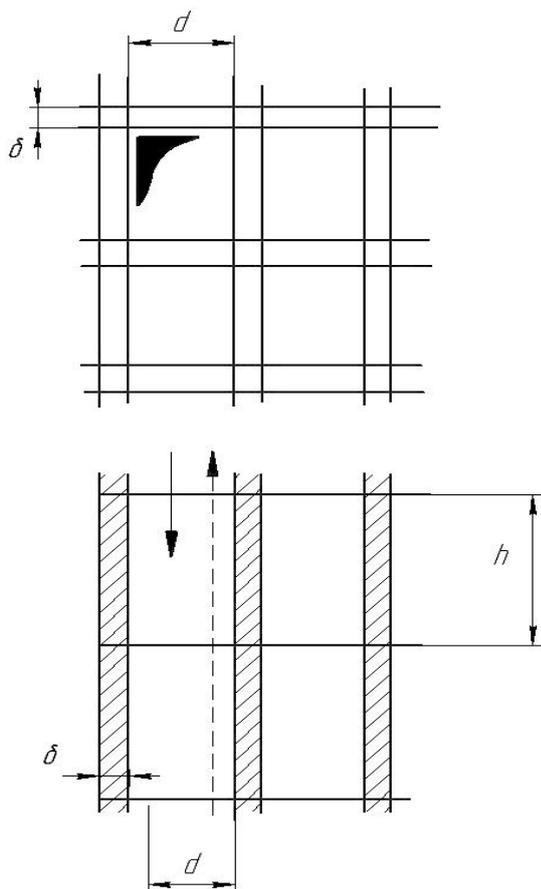


Рисунок 21 – Насадка Каупера

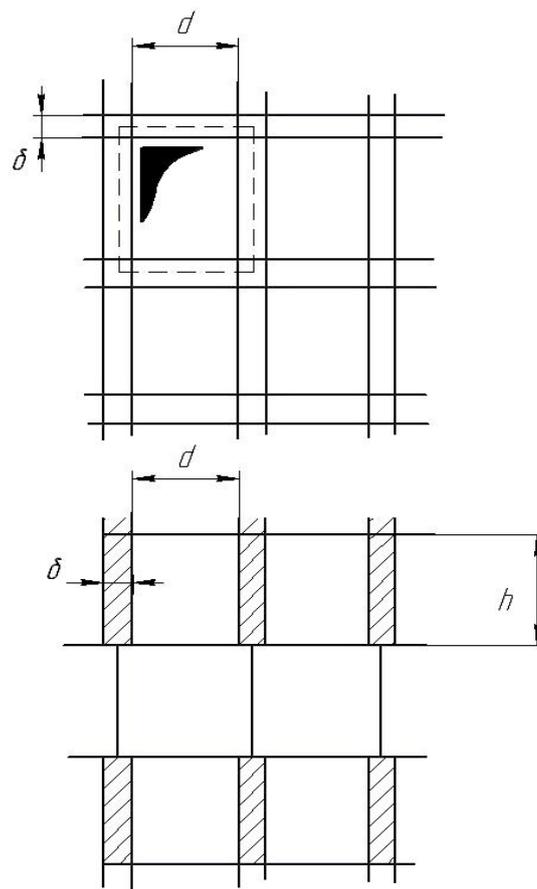


Рисунок 22 – Насадка Сименса

Насадка Каупера	Насадка Сименса
$\Phi = \frac{4d}{(d + \delta)^2}$	$\Phi = \frac{2}{(d + \delta)} + \frac{2\delta d}{(d + \delta)^2 h}$
$\omega = \frac{d^2}{(d + \delta)^2}$	$\omega = \frac{d^2}{(d + \delta)^2}$
$\varphi = \frac{(d + \delta)^2}{(d + \delta)^2} \frac{d^2}{d^2} = 1 \quad \omega$	$\varphi = \frac{\delta}{\delta + d}$
$S = \frac{2\gamma}{\Phi} = \delta \left(1 + \frac{\delta}{2d} \right)$	$S = \frac{2\gamma}{\Phi} = \frac{\delta}{1 + \frac{d\delta}{(d + \delta)h}}$

Проектный расчет:

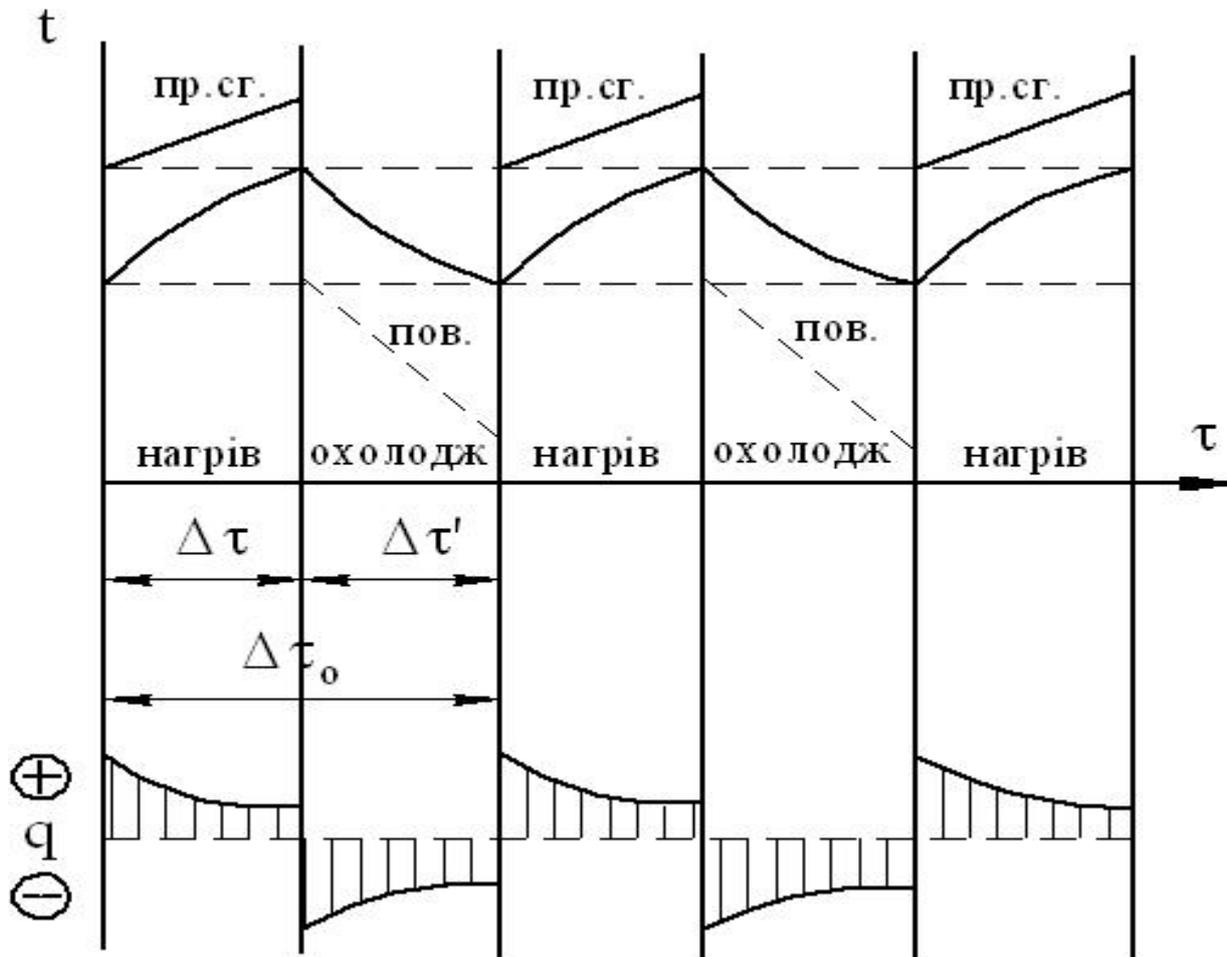


Рисунок 23 –Тепловая схема работы насадки

Поверхность нагрева насадки

$$F = \frac{\Delta I'}{K_{cp} \cdot \Delta t_{cp}},$$

где $\Delta I'$ – количество теплоты, передаваемое воздуху за период, Дж/цикл

$$\Delta I' = V'_0 \cdot \Delta i' \cdot \Delta \tau', \text{ Дж/цикл,}$$

V'_0 – расход нагреваемого воздуха, м³/с

$\Delta i'$ – приращение энтальпии воздуха, $\Delta i' = C'(t'_k - t'_n) = \Delta i'_k - \Delta i'_n$, Дж/м³

$\Delta \tau'$ – длительность воздушного периода, с

K_{cp} – коэффициент теплопередачи средний для верха и низа насадки

$$K_{cp} = 0,5(K_{верх} + K_{низ}), \text{ Дж}/(\text{м}^2 \text{цикл})$$

Δt_{cp} – среднелогарифмическая разница температур, °С

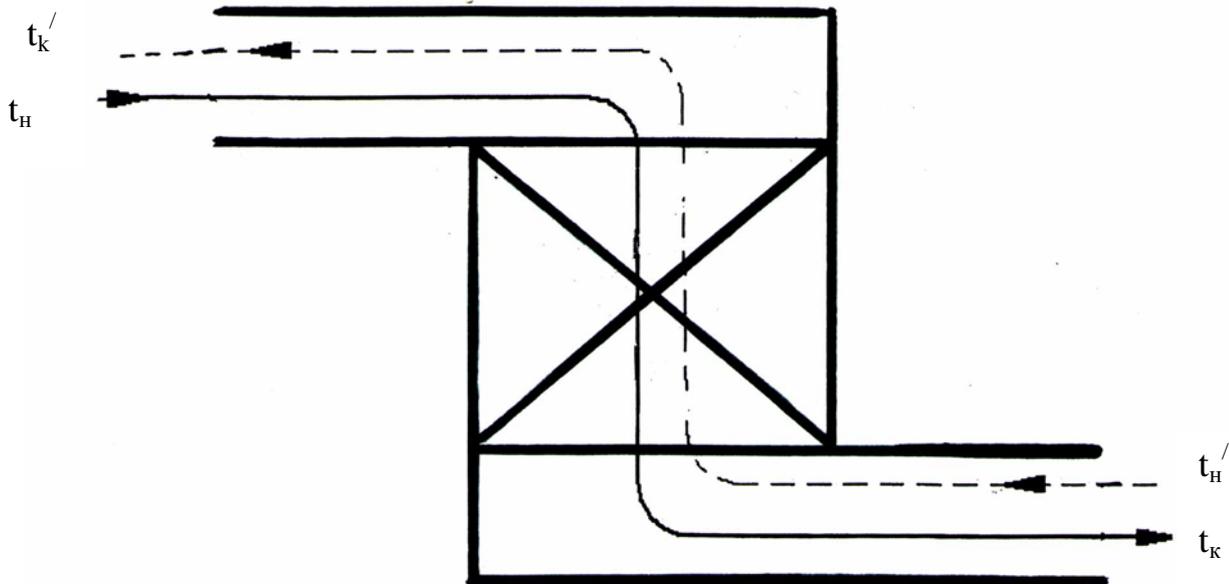


Рисунок 24- К определению среднелогарифмической температуры

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_H - t'_K) - (t_K - t'_H)}{\ln \frac{(t_H - t'_K)}{(t_K - t'_H)}}$$

В проектном расчете известно:

$$t_H, t'_H, t'_K$$

Неизвестно: t_K

t_H, t_K – температура продуктов сгорания

t'_H, t'_K – температура воздуха

Из теплового баланса:

$$I_K = 0,95 \cdot I_H - \Delta I'$$

$$I_H = V_0 \cdot i_H \cdot \Delta \tau, \text{ Дж/цикл}$$

V_0 – расход дымовых газа, $\text{м}^3/\text{с}$

i_H – начальная удельная энтальпия дымовых газов, $\text{Дж}/\text{м}^3$

$\Delta \tau$ – время нагрева насадки, с

$$i_K = \frac{I_K}{V_0 \Delta \tau} \Rightarrow t_K \text{ (по графику)}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha \Delta \tau} + \frac{\delta \Delta \tau_0}{6 \lambda \Delta \tau \Delta \tau'} + \frac{1}{\alpha' \Delta \tau'}$$

α – коэффициент теплоотдачи, $\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{изл}}$

$\alpha_{\text{изл}} = f(S_{\text{эфф}}, p_{\text{CO}_2}, p_{\text{H}_2\text{O}}, t_{\text{насадки}}, t_{\text{прод.сг.}})$

$\alpha_{\text{к}}^{600} = 8,7 \frac{W^{0.5}}{d^{0.33}}$, Вт/(м²К) – для насадки Сименса

$\alpha_{\text{к}}^{600} = 4,7 \frac{W^{0.8}}{d^{0.33}}$, Вт/(м²К) – для насадки Каупера

$\alpha_{\text{к}}^t = K_t \cdot \alpha_{\text{к}}^{600}$; $K_t = 0.184 \cdot T^{0.25}$; [T] = К

λ – коэффициент теплопроводности насадочного кирпича при средней температуре, Вт/(мК)

Алгоритм расчета регенеративного теплообменника

Дано: V_0, V_0' (расход дымовых газов и нагреваемого газа)

Тип насадки

Геометрические параметры насадки: d, δ, h

Периоды: $\Delta \tau, \Delta \tau', \Delta \tau_0$

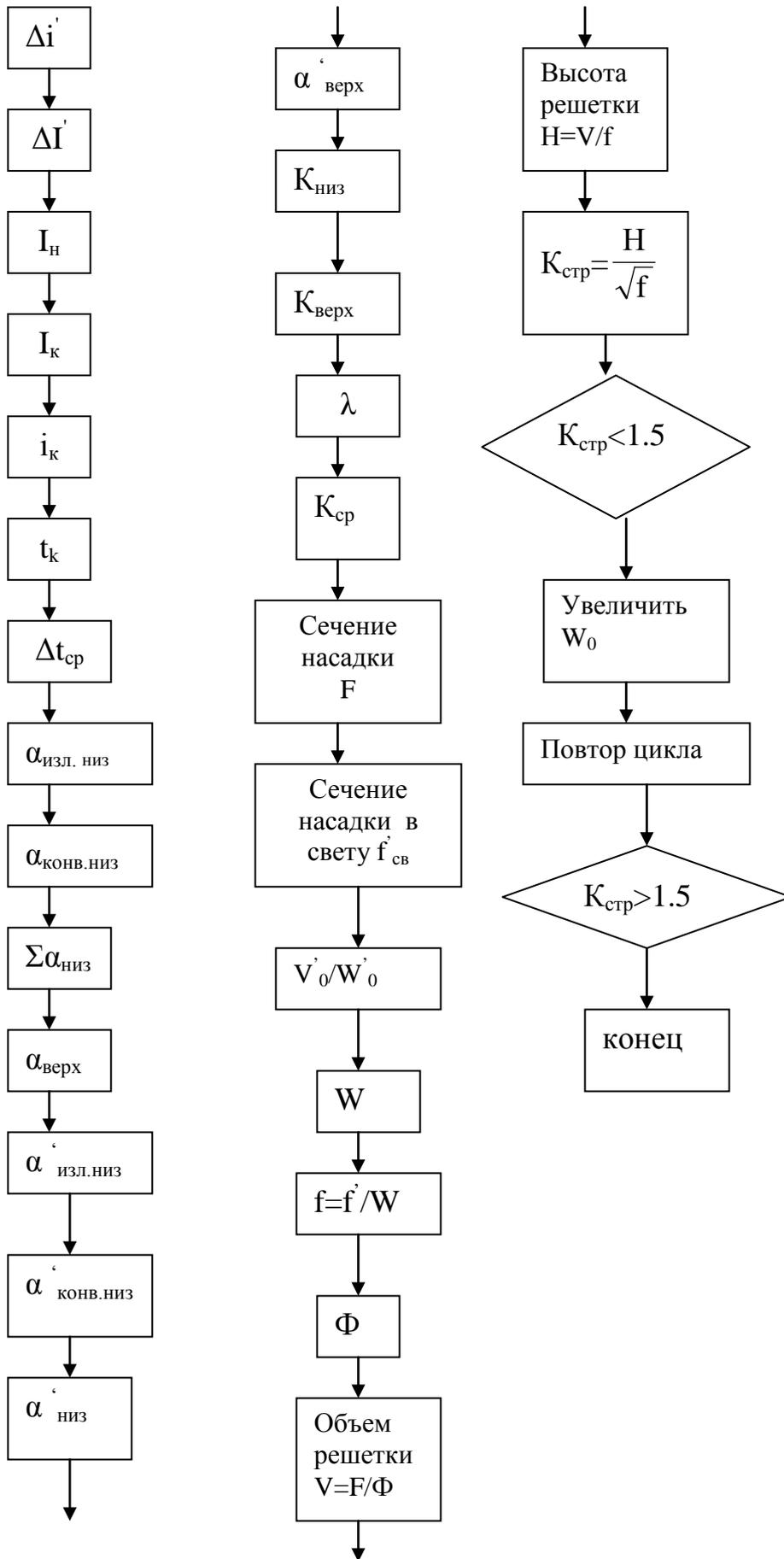
Температуры: $t_{\text{н}}, t_{\text{к}}, t_{\text{н}}', t_{\text{к}}'$

Свойства кирпича: λ, c, ρ

Состав продуктов сгорания и нагреваемой среды

Энтальпии продуктов сгорания $i = f(t_{\text{п.с.}})$ и воздуха $i' = f(t_{\text{возд}})$

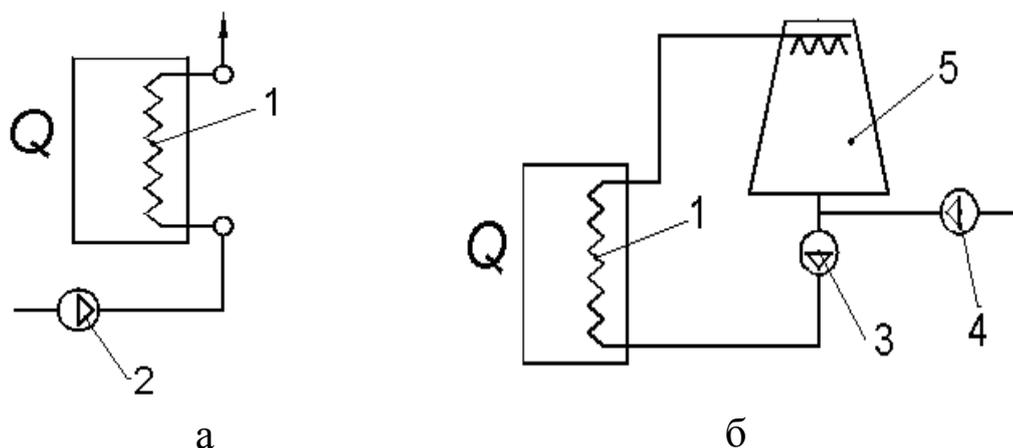
Скорость продуктов сгорания принимается $W_0' = 0.7-1$ м/с при НФУ



4 ВЭР ОХЛАЖДАЮЩИХ СРЕД. ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

4.1 Классификация систем охлаждения

В высокотемпературных установках многие конструктивные элементы находятся в зонах высоких температур, и надежная их работа обеспечивается системами принудительного охлаждения. Различают водяное и испарительное охлаждение.



а – разомкнутая схема; б – замкнутая схема;

1 – теплообменная поверхность; 2 – насос; 3 – циркуляционный насос;

4 – подпиточный насос; 5 – градирня

Рисунок 25 - Схемы водяного охлаждения конструктивных элементов

Водяное охлаждение осуществляется либо по разомкнутой, либо по замкнутой схемам. Температура воды на выходе не должна превышать $\sim 40^\circ\text{C}$ из-за опасности образования накипи. Незначительный нагрев воды (на $10\text{--}15^\circ\text{C}$) требует большого расхода воды. По конструктивным признакам можно выделить два типа охлаждаемых элементов: коробчатые и трубчатые. В полых коробчатых элементах скорость движения потока в несколько раз ниже, чем в подводящих теплоноситель трубах. При охлаждении коробчатых элементов коэффициент теплоотдачи от стенки к воде не зависит от скорости воды и может быть рассчитан по формуле

$$\alpha_2 = 232\sqrt[3]{\Delta T},$$

где ΔT – разность температур стенки охлаждаемого элемента и воды.

При охлаждении водой трубчатых элементов коэффициент теплоотдачи рассчитывается как

$$\alpha_2 = 0,027 \frac{\lambda}{d} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}^{0,8} = 0,027 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\nu}{a} \right)^{0,4} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,8}.$$

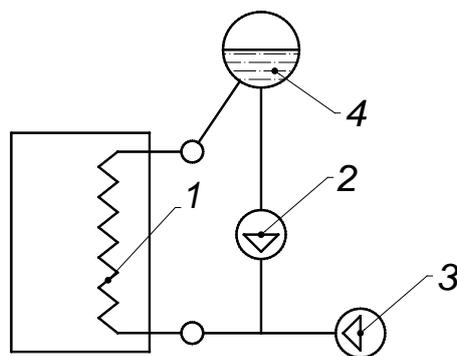
Для воды $\lambda \cong 0,6$ Вт/(м·К); $Pr = 3,54$; $\rho = 988,1$ кг/м³; $\mu = 676,9 \cdot 10^{-4}$ Н/м; $\nu = \mu/\rho = 0,685 \cdot 10^{-4}$ (при $P = 1 \cdot 10^5$ Па, $t = 50$ °С). Тогда для трубы 57/3 внутренний диаметр равен $d_{\text{вн}} = 51$ мм = $51 \cdot 10^{-3}$ м и при скорости $w = 1$ м/с число Рейнольдса составит $\text{Re} = \frac{1 \cdot 51 \cdot 10^{-3}}{0,685 \cdot 10^{-4}} = 744,5$, а коэффициент теплоотдачи $\alpha \cong 11000$ Вт/(м²·К).

Следует отметить следующие недостатки водяного охлаждения:

1. Низкая температура охлаждающей воды исключает возможность использования теплоты, уносимой водой (воду сбрасывают в канализацию либо охлаждают в градирнях).
2. Большие расходы воды, до 500 т/ч на 1 агрегат.

В отечественной практике широко внедряется **система испарительного охлаждения** металлургических печей (доменных, мартеновских, электроплавильных, нагревательных и вагранок), разработанная С. М. Андоньевым [7]. При испарительном охлаждении теплота от нагретых элементов печи отводится водой, нагревающейся до образования пароводяной эмульсии. При этом используется скрытая теплота парообразования, т. е. тепло, отбираемое охлаждающей водой, затрачивается на ее испарение. В холодильники печи подается вода, освобожденная от солей жесткости и лишенная коррозионных свойств. Получаемый пар используется на технологические нужды.

Сущность испарительного охлаждения (рис. 26) заключается в охлаждении конструктивных элементов печей химически очищенной водой, причем отводимая от конструктивных элементов теплота затрачивается на испарение воды.



1 – теплообменная поверхность; 2 – циркуляционный насос; 3 – подпиточный насос; 4 – барабан

Рисунок 26 - Схема испарительного охлаждения

Охлаждаемые элементы присоединены двумя трубами к барабану-сепаратору, в котором пар отделяется от воды. Возможно применение естественной и принудительной циркуляции воды. Отводимая теплота используется на производство пара в количестве, кг/с,

$$D = \frac{Q}{i'' - i_{п.в}},$$

где Q – отводимое количество теплоты;

i'' и $i_{п.в}$ – энтальпии насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

Испарительное охлаждение имеет следующие преимущества:

1. Уменьшение расхода воды.
2. Использование химводоподготовки и уменьшение накипеобразования обеспечивает более низкое значение температуры охлаждаемых стенок.
3. Полезно используется теплота, отведенная от агрегата.

Тепловосприятие поверхностей: в доменной печи достигают 500 кВт/м^2 , в мартеновской 800 кВт/м^2 , в нагревательных печах до 70 кВт/м^2 . Столь высокие значения тепловых потоков обусловлены интенсивной радиацией высокотемпературного факела, расплавленных масс металла и шлака.

Температура охлаждаемой стенки определяется как

$$t_{ст} = t_{ж} + q_{п} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_h}{\lambda_h} \right).$$

Коэффициент теплоотдачи (рис. 27) от стенки к кипящей воде приблизительно равен $\alpha_2 = 10 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При отсутствии накипи, толщине стенки $\delta_m \approx 2,5 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и при коэффициенте теплопроводности стали $\lambda_m \cong 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ комплекс $\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} = \frac{1}{10} + \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}}$, а температура стенки при $q_n = 500 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ превысит температуру теплоносителя на $\Delta T = 500 \left(\frac{1}{10} + \frac{1}{20} \right) \approx 75 \text{ }^\circ\text{С}$. При появлении накипи толщиной в 1 мм ($\delta_n \approx 1$) мм и при теплопроводности накипи $\lambda_n \cong 1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ превышение температуры стенки над температурой теплоносителя составит уже $\Delta T = 500 \text{ }^\circ\text{С}$. Таким образом, слой накипи даже в 1 мм может привести к пережогу труб либо кессонов.

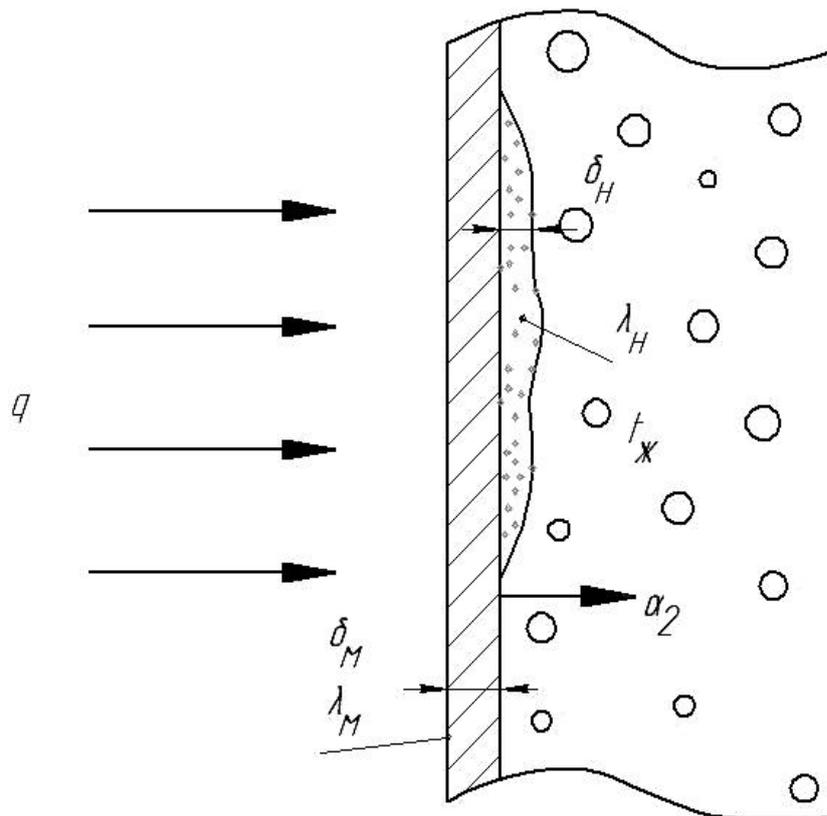


Рисунок 27 - Влияние накипи на эффективность испарительного охлаждения

Стойкость подверженной наибольшему тепловому воздействию поверхности кессона можно повысить за счет создания на наружной

поверхности кессона гарнисажного слоя. Для этого используют предварительно ошпированные кессоны, с использованием огнеупорной набивки между шипами; теплопроводность такого слоя составляет $\lambda = 1-5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При испарительном охлаждении 1 кг воды, испаряясь, отбирает у охлаждаемой детали 2264 кДж теплоты. Кроме того, поступающая в систему вода, нагреваясь до кипения, отбирает еще 294 кДж. Чтобы отобрать такое же количество теплоты при водяном охлаждении при повышении температуры воды на 10°С потребовалось бы 60 кг воды, т. е. в 60 раз больше, чем при испарительном охлаждении.

В схеме с принудительной циркуляцией вода из бака-сепаратора подается к детали с помощью специального насоса, при этом давление в системе может быть доведено до 1,8—3,9 МПа.

В конструкции металлургической печи есть элементы, изготовленные из металла, которые находятся в зоне высоких температур. Эти элементы выполняют функции, связанные с большой механической и тепловой нагрузкой. (Например, подовые и глиссажные трубы толкательной методической печи, пятовые балки сталеплавильных печей, которые воспринимают нагрузку свода печи – должны иметь охлаждение. (рис. 28) В процессе эксплуатации свод печи изнашивается.

Кожух доменной печи, выполненный из металла, воспринимает нагрузку всей массы печи и должен охлаждаться. Фурменные приборы доменных печей (фурмы, через которые подается горячее дутье (температура 1100°С), воспринимают большое тепловое излучение (температура 2000°С), и также требуют охлаждения.

Допустимые температуры для металлических элементов:

- углеродистые стали, чугун – 400°С
- цветные металлы – $180-250^\circ \text{С}$
- жаропрочные стали – $850-1000^\circ \text{С}$

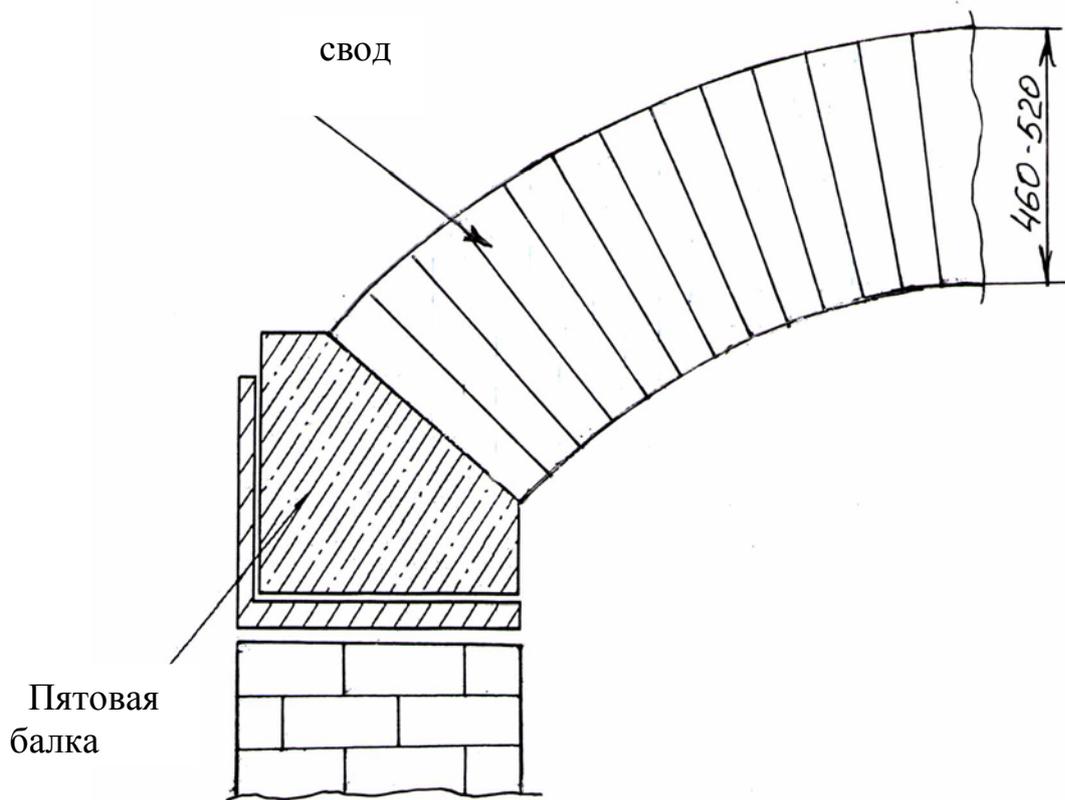


Рисунок 28 – Пятавая балка

Классификация систем охлаждения. Системы охлаждения металлургических печей можно разделить на следующие группы:

1) Охлаждение холодной технической водой. Достоинство – простота. Недостатки – очень большая вероятность образования накипи, как следствие, ухудшается тепловое сопротивление, отвод тепла, уменьшается сечение канала. В застойных зонах будет вскипание воды, вследствие чего появится паровая рубашка с низкой теплопроводностью и возможен прогар. ВЭР не используется. (Рис. 29,30)

Во избежание образования накипи и вскипания жидкости, конечную температуру охлаждающей воды ограничивают цифрой 35-40 °С (эта температура низковата для систем теплоснабжения). Начальная температура 5-15 °С, перепад температур очень маленький, это приводит к увеличению расхода охлаждающей воды, а значит, увеличиваются энергозатраты на насосах

и большие капитальные затраты на обратное охлаждение (есть и прямоточное).

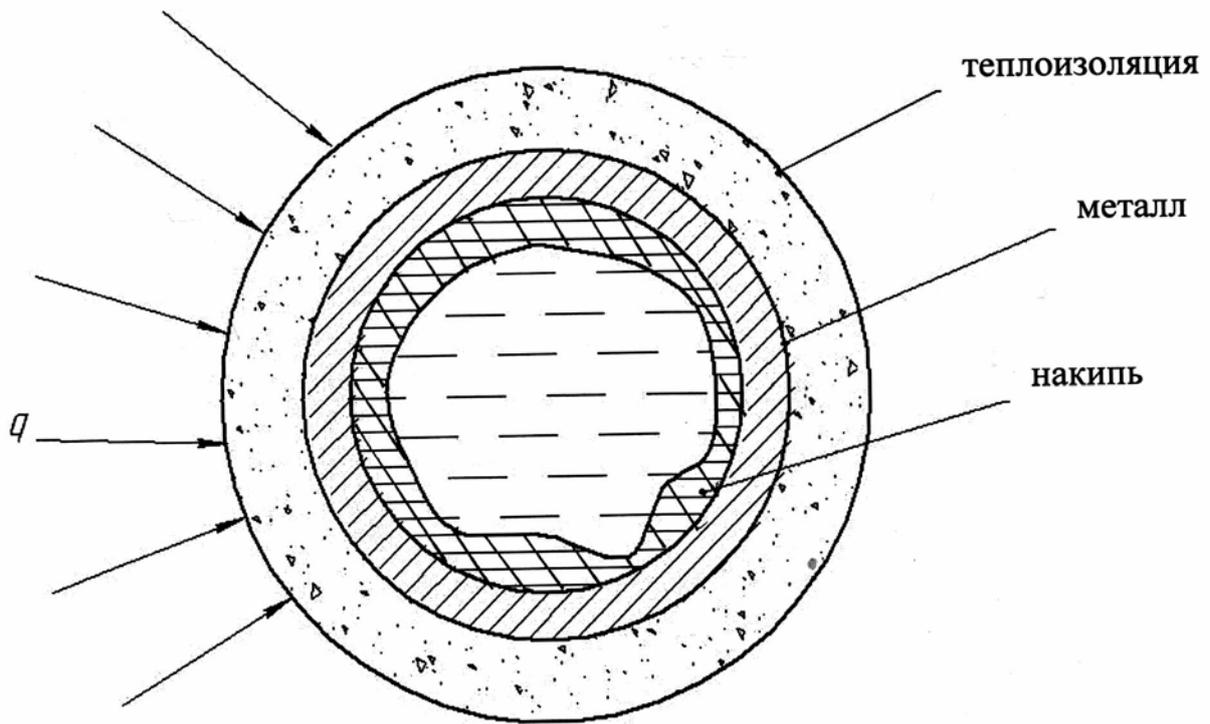


Рисунок 29 – Образование накипи при охлаждении холодной технической водой

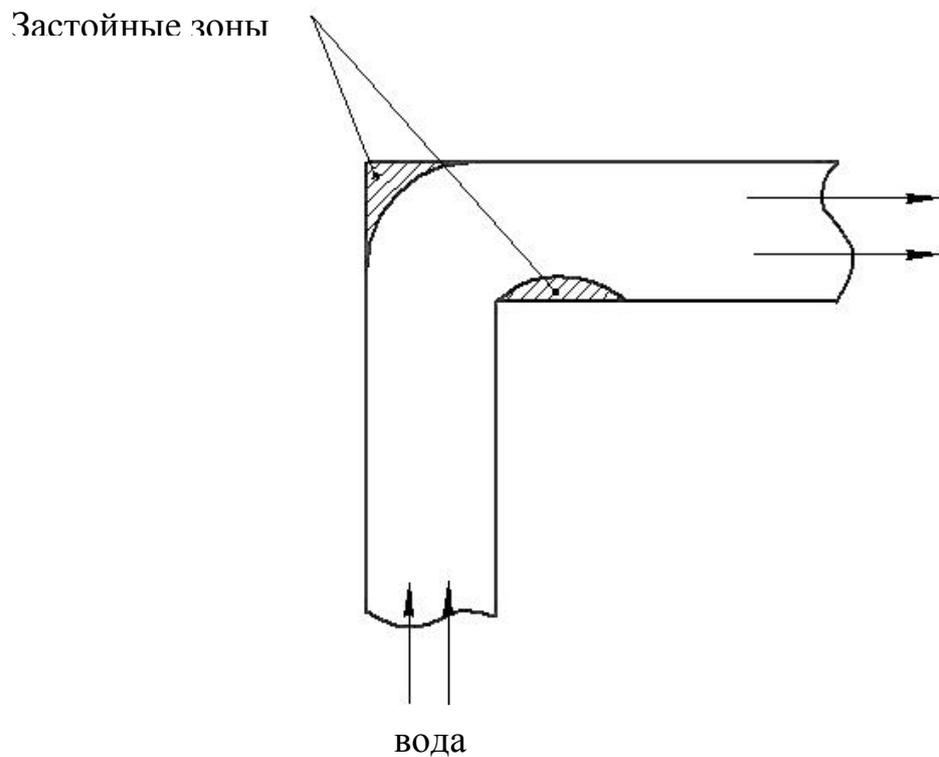


Рисунок 30 – Образование застойных зон в трубе

2) Охлаждение горячей химически очищенной водой. Начальная температура воды 70 °С, конечная температура 95 °С (нельзя доводить до кипения). При температуре 95 °С используется в системах теплоснабжения. Достоинства: повышение стойкости охлаждаемых элементов, так как исключается накипеобразование, используется ВЭР. Недостатки: необходима дорогая химическая водоочистка, большой расход перекачиваемой воды.

3) Испарительное охлаждение (охлаждение кипящей водой)(Рис. 31) Паровой котел распределен в металлургической печи. Внутри поверхностей нагрева кипит вода.

Достоинства:

1. Используется ВЭР;
2. Исключается накипеобразование;
3. Увеличивается срок службы охлаждаемых элементов;
4. Если печь работает с котлом утилизатором, то можно получать пар энергетических параметров(для паровых турбин), используется скрытая теплота парообразования ($r = 2300$ кДж/кг);
5. Требуется меньший расход воды, а значит, уменьшение энергетических затрат.

Недостатки: необходимость химводоочистки, что ведет к удорожанию и высоким капитальным затратам, дополнительные трудности в эксплуатации, связанные с повышением давления, усложнение конструкции.

4.2 Расчет и проектирование системы испарительного охлаждения

В процессе проектирования обычно выполняют следующие группы расчетов:

1 группа - комплекс расчетов, который связан с движением охлаждающей среды – это расчеты объемного паросодержания, скорости движения пароводяной смеси, кратности циркуляции при принудительной циркуляции и движущей силы при естественной циркуляции. Эта группа расчетов обеспечивает движение пароводяной смеси.

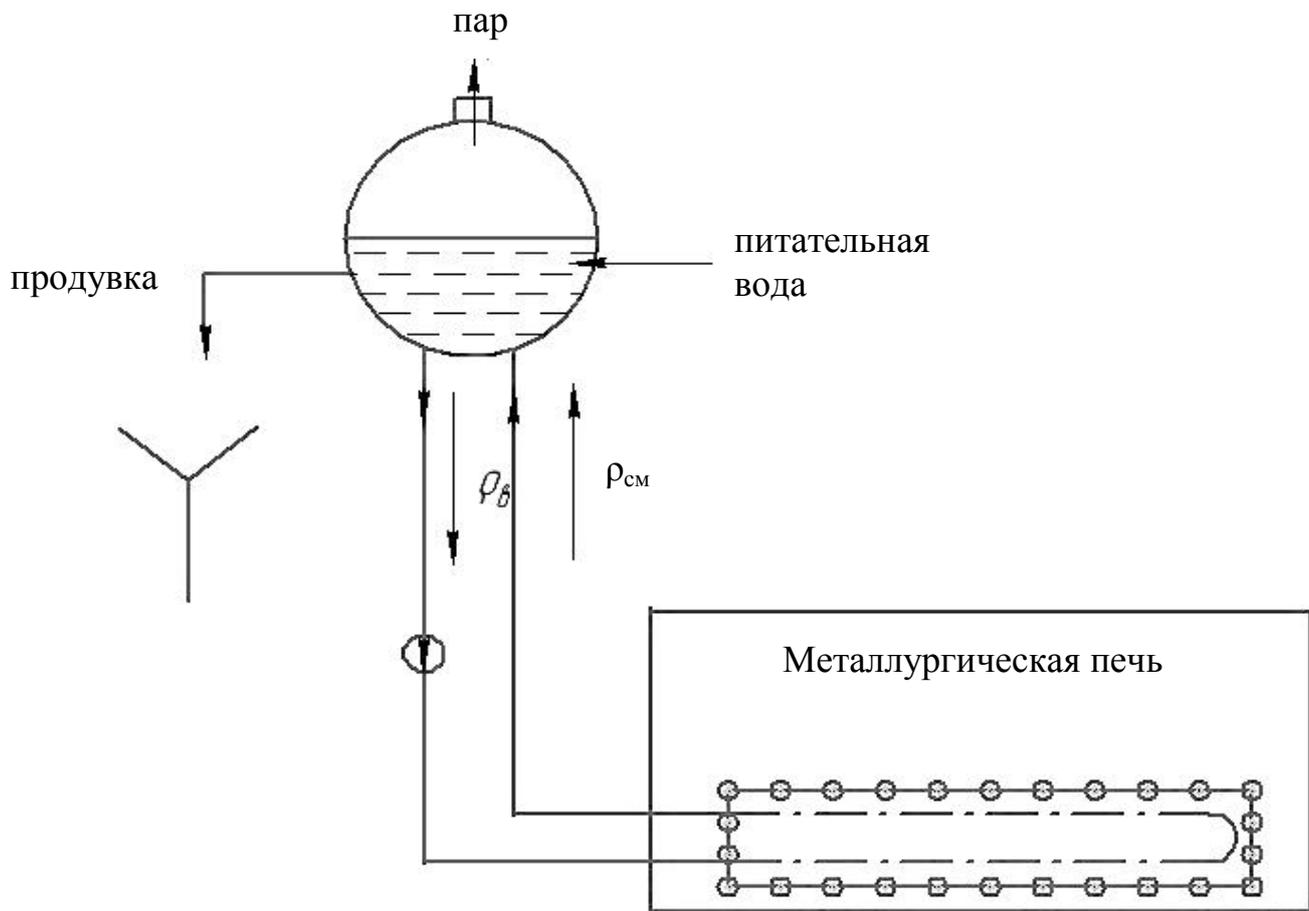


Рисунок 31 - Охлаждение кипящей водой

2 группа - группа тепловых расчетов, к которым относятся: определение коэффициента теплоотдачи на отдельных участках, определение теплосъема на отдельных участках, определение температур обогреваемых стенок, определение допустимого перепада давления между стенкой и охлаждающей средой.

3 группа - расчеты, связанные с прочностью. При этом определяют перепад температур в стенке и термические напряжения, статическую и динамическую нагрузки на охлаждаемые элементы.

4.3 Расчет движения жидкости и пароводяной смеси

При расчете движения жидкости должно быть определено: скорость движения, паросодержание и движущая сила (рис. 32).

Движущая сила:

$$\Delta p = Hg(\rho' - \rho_{см})$$

$$\Delta p = \Delta p_{\text{оп}} + \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{эл}},$$

где $\Delta p_{\text{оп}}$ – сопротивление опускных труб, Па

$\Delta p_{\text{под}}$ – сопротивление подъемных труб, Па

$\Delta p_{\text{эл}}$ – сопротивление охлаждающих элементов, Па

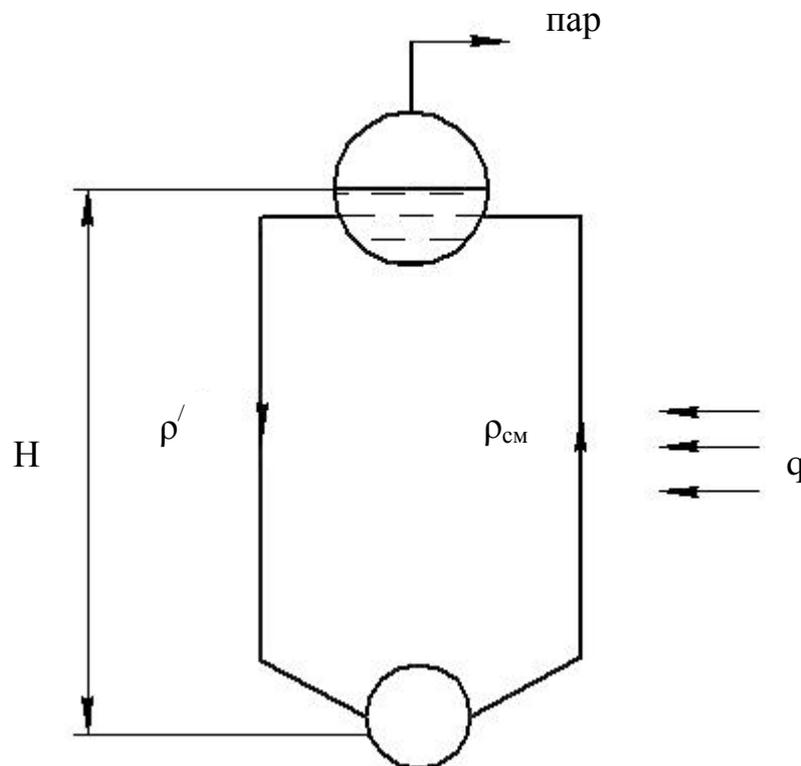


Рисунок 32 – Движение жидкости и пароводяной смеси

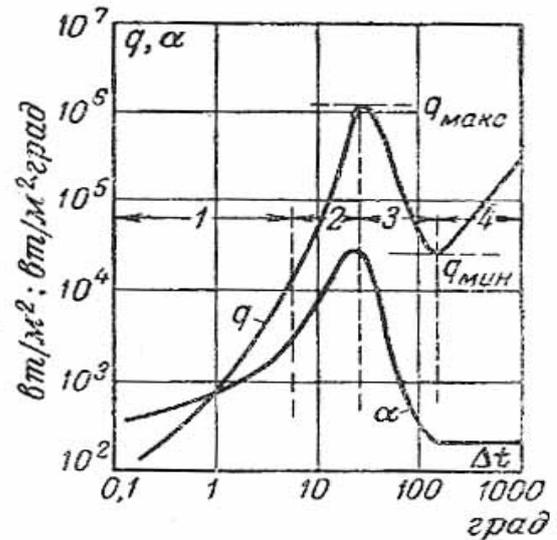
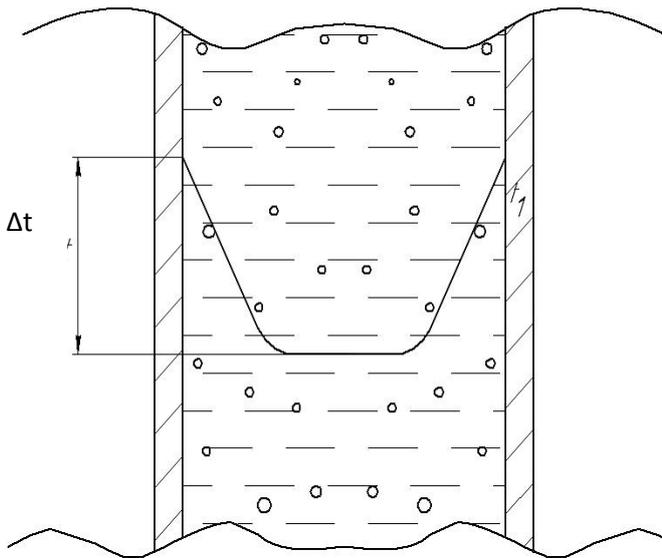
В системе испарительного охлаждения есть такое понятие, как кратность циркуляции ($K_{\text{ц}}$):

$$K_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{ц}}}{D},$$

где $G_{\text{ц}}$ – расход циркулирующей жидкости

D – расход пара

В испарительном охлаждении принимают кратность циркуляции $K_{\text{ц}} > 10$ (10, 20, 30). Высокая кратность циркуляции необходима для интенсивности охлаждения, надежности охлаждения испарительных поверхностей, перепад температур должен быть минимальным, так как при большом перепаде появляется пленочное кипение (рис. 33).



1- область конвективного теплообмена однофазной жидкости; 2- область пузырькового кипения; 3- переходная область; 4- область пленочного кипения

Рисунок 33 – Пленочное и пузырьковое кипение

С появлением перепада температур Δt , появляется пленка. Пленочное кипение приводит к прогару труб. Что бы этого избежать, необходимо находиться в пределах пузырькового кипения (не допускать пленочного кипения).

Чтобы не допустить пленочного кипения, необходим коэффициент циркуляции $K_{ц}$ (рис. 34).

$$\Delta p_{\text{пол}} = \Delta p - (\Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{эл}}),$$

где $\Delta p_{\text{пол}}$ – полезное давление, Па

Δp – движущая сила, Па

$$\Delta p_{\text{оп}} = K_{ц} \cdot G_{ц}^2$$

$G_{ц}$ – расход циркулирующей жидкости

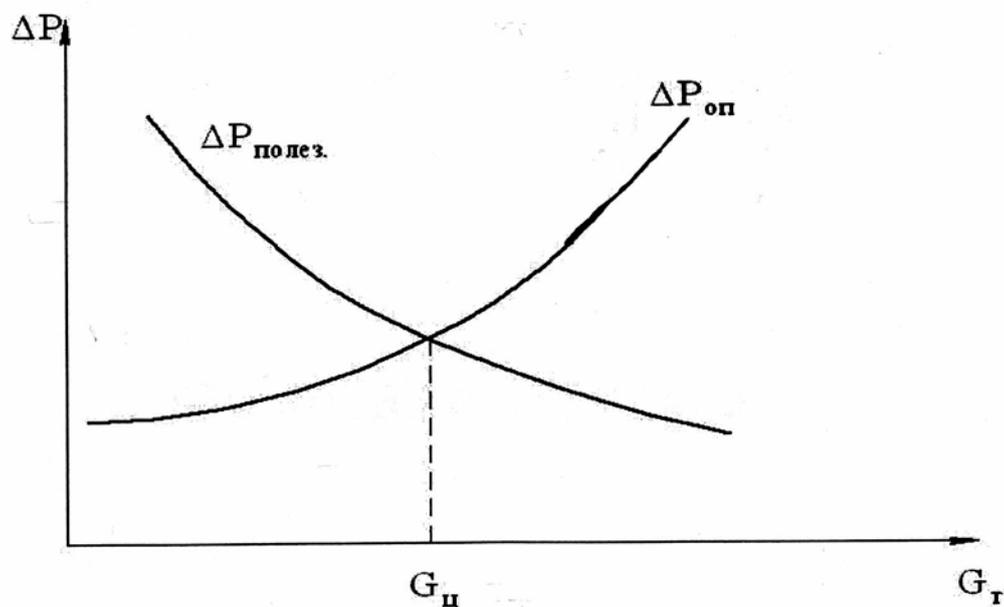


Рисунок 34 - Зависимость давления от расхода

При конструировании охлаждаемых элементов, придерживаются следующих положений:

1. Если футеровка охлаждаемого элемента неустойчива или ненадежна, то расчеты выполняют для нефутерованного элемента.
2. Если при нормальной работе на охлаждаемом элементе образуется гарнисаж, то футеровку не предусматривают.
3. Охлаждаемые элементы проектируют исходя из применения преимущественно трубчатых конструкций, при этом, везде, где это возможно переходят от полых детали к трубчатой конструкции. (рис. 35)
4. Если трубчатая конструкция не возможна, то деталь необходимо выполнять без острых углов.
5. Следует предпочитать вертикальные охлаждаемые детали, обогреваемые снизу и сбоку. Если невозможно исключить обогрев сверху, отвод пароводяной смеси из детали должен осуществляться под углом не менее 16° , а скорость потока по воде должна быть не менее 0,6 м/с.
6. При обогреве полых деталей с углами, скорость потока по воде должна быть не менее 1,5 м/с.

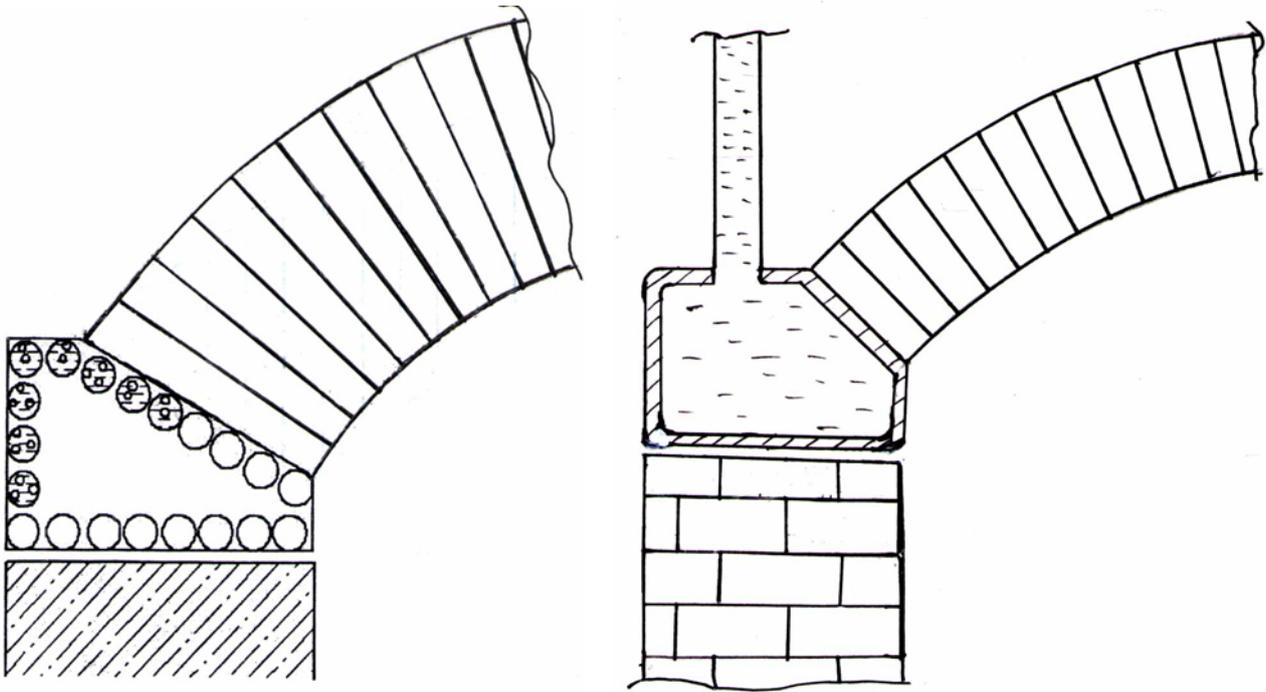


Рисунок 35 – Конструкции охлаждаемых деталей

7. В трубчатых деталях, имеющих горизонтальные контуры, при недостатке скорости циркуляции, следует применять вставки, сокращающие живое сечение детали.

8. Кратность циркуляции должна быть не менее 10.

Все эти рекомендации основаны на опыте эксплуатации систем испарительного охлаждения.

4.4 Примеры применения испарительного охлаждения

4.4.1 Охлаждение доменной печи

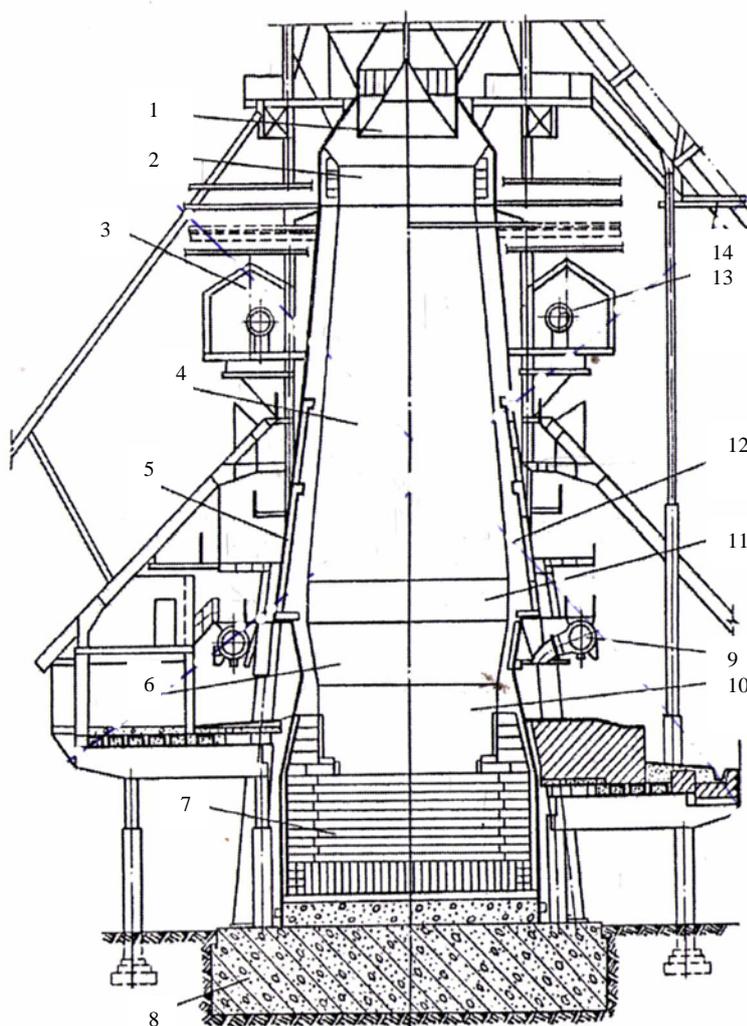
Надежность работы современной доменной печи (рис. 36) в значительной степени определяется конструкцией и стойкостью ее охлаждаемых деталей.

Применяемые для футеровки печи высококачественные огнеупоры не выдерживают длительные межремонтные периоды ее работы. Кампания печи может быть продлена в основном за счет применения таких элементов, которые обеспечивают, с одной стороны, защиту металлоконструкций от воздействия печной атмосферы, а с другой — возможность нормального ведения технологического процесса.

Эти элементы в зависимости от места их установки имеют различное назначение и делятся на неохлаждаемые и охлаждаемые.

В верхней части доменной печи для предохранения от разрушения кожуха, при засыпке шихты в печь, устанавливают неохлаждаемые стальные сегменты.

В остальных зонах применяют охлаждаемые защитные элементы-холодильники, представляющие собой чугунные плиты с залитыми стальными трубками, по которым циркулирует охлаждающий агент.



1-засыпной аппарат; 2-колошник; 3-галерея испарительного охлаждения; 4-шахта печи; 5-холодильники шахты; 6-заплечики печи; 7-кладка лещади; 8-фундамент печи; 9-горн; 10-труба горячего дутья; 11-распар; 12-кладка шахты; 13-барaban-сепаратор; 14-конструкция поддоменника

Рисунок 36 – Общий вид доменной печи

Дутье подается в печь через охлаждаемый фурменный прибор. Число воздушных фурменных приборов зависит от объема печи и составляет 14—24 штук.

Шлаковый фурменный прибор по своей конструкции аналогичен воздушному. На современных доменных печах предусмотрено по две шлаковые летки.

Чугунная летка окаймлена двумя чугунными охлаждаемыми холодильниками. На современных доменных печах объемом 2000 м³ и выше делают по две чугунные летки.

В последнее время широкое распространение получило охлаждение дна лещади специальными чугунными плитами с залитыми в них стальными трубками, по которым подается воздух. На ряде доменных печей применяют систему испарительного охлаждения холодильников и клапанов воздухонагревателей.

Как показал опыт эксплуатации, система испарительного охлаждения доменных печей значительно увеличивает надежность работы охлаждаемых элементов и улучшает экономические показатели.

Кроме общих преимуществ испарительного охлаждения, в доменных печах испарительное охлаждение особенно благоприятно по следующим причинам:

- 1) полностью исключается трудоемкая операция – промывка холодильников кислотой;
- 2) применяемые охлаждающие трубки, заливаемые в тело холодильников, имеют такую конфигурацию, которая позволяет отключать от системы охлаждения $\frac{1}{4}$ часть холодильника, т.е. одну из четырех заливаемых трубок.

При водяном охлаждении в плиту заливают одну змеевиковую трубку и при ее повреждении весь холодильник выходит из строя;

- 3) возможность надежно и легко контролировать утечку воды из системы охлаждения в любых зонах независимо от характера течи.

При водяном охлаждении течь легко может быть определена, только когда в образовавшееся отверстие поступает газ.

Если поврежден штуцер между кожухом и плитой холодильника или, что особенно опасно, течь образовалась в каком-либо из холодильников металлоприемника и вода попадает на кладку или углеродистые блоки, обнаружить аварию при водяном охлаждении очень трудно; при испарительном охлаждении даже незначительная течь будет легко замечена в ближайшие несколько часов после начала по нарушению солевого режима котловой воды. Таким образом, испарительное охлаждение разрешает своевременно предупредить возможность разрушения лещади вследствие попадания в нее воды;

- 4) возможность следить за ходом доменной печи по величинам тепловых нагрузок (паросъему) с каждой из секций.

Назначение охлаждения различных зон доменной печи. Одновременно с интенсификацией доменного процесса изменением конструкции печей и увеличением объема совершенствуется и система охлаждения доменных печей.

Современная доменная печь представляет собой агрегат, надежное, охлаждение которого обуславливает возможность нормальной эксплуатации и длительность кампании печи.

Каждая из зон печи работает в определенных температурных и технологических условиях, вследствие чего требования, предъявляемые к охлаждаемым элементам в различных зонах, различны.

Выбор оптимальной конструкции охлаждаемых элементов в данной зоне зависит от правильности понимания функций системы охлаждения, поэтому особенно важно определить ее роль и назначение в каждой зоне.

Шахта. Одним из наиболее существенных недостатков современных доменных печей является низкая стойкость холодильников и кладки шахт, приводящая к остановкам печей на ремонт, что связано с большими капитальными затратами и потерями производства.

В настоящее время срок службы кладки шахты в зоне охлаждения составляет 1—1,5 года. Наиболее интенсивный износ ее наблюдается в средней охлаждаемой части шахты, где действие высоких температур усугубляется физико-химическим взаимодействием огнеупорного кирпича с первичными шлаками. Для поддержания кладки в районе шахты и предохранения кожуха печи от высоких температур и химического воздействия газов устанавливают защитные охлаждаемые элементы-холодильники .

Запечники. Холодильники в этой зоне должны надежно предохранять кожух печи от действия высоких температур и способствовать удержанию прочного слоя гарнисажа, что бы ослабить истирающее действие опускающихся шихтовых материалов.

Фурменная зона, горн, лещадь. Назначение системы охлаждения в этих зонах сводится к защите кожуха от нагрева при разгаре футеровки и подходе к периферии печи жидкого чугуна. В качестве типового решения для лещади принято водяное охлаждение ее с боков и воздушное снизу.

4.4.2 Охлаждение мартеновской печи

В современных мартеновских печах производство стали определяется, как правило, интенсификацией процесса — применением кислорода (в факел и в ванну), сжатого воздуха, природного газа с кислородом и т. п. Интенсификация производства резко снижает стойкость огнеупоров вследствие повышения температуры в печи. Так, стойкость сводов при продувке ванны кислородом уменьшается в 2—2,5 раза, а при газокислородной продувке — больше чем в 3 раза. Повысить стойкость огнеупоров в необходимых пределах при современной интенсификации процесса невозможно. Это достигается лишь защитой огнеупоров, охлаждением или снижением плотности теплового потока на его поверхность. Такие мероприятия вызывают в ряде случаев увеличение потерь тепла с охлаждающей водой до 30%, однако это экономически целесообразно, так как срок службы огнеупоров резко возрастет и простои

печей уменьшаются, что подтверждается опытом работы более 30 мартеновских печей.

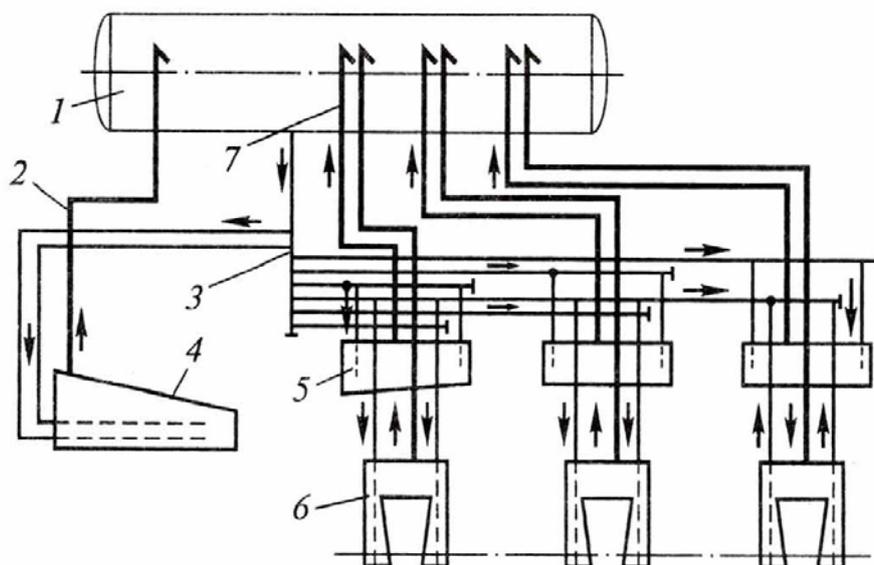
Интенсификация сталеплавильного производства привела к некоторой модернизации конструкции печей. В настоящее время часть парка мартеновских печей реконструирована на двухванные агрегаты. При этом схемы охлаждения остаются без существенных изменений. В схемы испарительного охлаждения включены элементы печи, находящиеся в наиболее тяжелых температурных условиях: кессоны газовых печей, фурмы и форсунки мазутных печей, пятовые балки главного свода и пережимов, рамы и заслонки завалочных окон, столбики передней стенки, а также перекидные и регулирующие устройства и другие элементы.

Температура стенки охлаждаемых стальных элементов мартеновской печи, при которой обеспечивается ее надежная работа, составляет 400-500 °С. Стойкость охлаждаемых деталей в среднем составляет 3-4 кампании печи по своду, т. е. 2-3 года.

Параметры получаемого пара зависят от предельных давлений для конструкций охлаждаемых элементов. В основном приняты давления на мартеновских схемах испарительного охлаждения до 1-4 МПа. Все охлаждаемые элементы печей выполняются полой или трубчатой конструкции с толщиной стенки не менее 12 мм. Расчеты деталей на прочность и схем охлаждения на устойчивость циркуляции ведут с учетом воспринимаемых максимальных плотностей теплового потока. Эта величина не зависит от садки печи и для разных деталей колеблется в пределах 17-40 кВт/м² (с защитной футеровкой), до 400-700 кВт/м² (с оголенной поверхностью). К концу кампании в результате разрушения футеровки отвод тепла значительно увеличивается.

Принципиальная схема системы испарительного охлаждения мартеновской печи на газовом отоплении приведена на рисунке 37. Система работает с естественной циркуляцией, что увеличивает ее надежность и снижает стоимость. Улучшение циркуляции способствует расположению

барабана-сепаратора на высоте не менее 10 м от верха охлаждаемой детали. Опыт эксплуатации показывает, что большая надежность работы и удобство обслуживания имеет схема с расположением барабанов на крыше цеха в специальной галерее. Объем барабанов выбирают из условия создания запаса воды на работу в течение 1-2 ч на случай перерыва в подаче.



1-барабан-сепаратор; 2-подъемная труба кессона; 3-опускной коллектор; 4-кессон; 5-пятовые балки; 6-рамы завалочных окон; 7-подъемные трубы
Рисунок 37– Охлаждаемые детали мартеновской печи

Трубные разводки, как и подъемные, так и опускные, выполняют с промежуточными коллекторами, при условии, что объединяемые трубы немного отличаются по гидравлическим сопротивлениям. Рекомендуемый диаметр опускных труб 50-70 мм, подъемных 100-150 мм. Размеры уточняются при расчете циркуляции.

Скорость циркуляции в охлаждаемых деталях должна быть не менее 0,4-0,8 м/с, а в опускных трубах – не более 2 м/с. Рекомендуемые кратности циркуляции для кессонов и фурм 40, для пятовых балок 30, для рам и заслонок завалочных окон 15. Средний показатель выработки пара в системах испарительного охлаждения мартеновских печей составляет 0,2-0,3 т/т стали.

Штат обслуживания 3-4 слесаря на 4-5 печей и один мастер системы испарительного охлаждения. Перспективной является схема с повышенными параметрами пара, что позволит объединить ее с котлами-утилизаторами.

5 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В КОТЛАХ-УТИЛИЗАТОРАХ

Котел-утилизатор – это паровой котел без отопления. Использование ВЭР в котле-утилизаторе не связано с тепловым агрегатом, за которым он установлен. Котел относится к службе главного энергетика. Начальная температура дымовых газов может быть разной: если температура дыма начальная $t_{\text{дн}} < 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, то на котле устанавливается циркуляционный насос, а так же если нет достаточной высоты для установки барабана-сепаратора. Если температура дыма начальная $t_{\text{дн}} < 650 \text{ }^\circ\text{C}$, то пароперегреватель не устанавливают. Если на печи имеется испарительное охлаждение, то его включают в общую схему ВЭР.

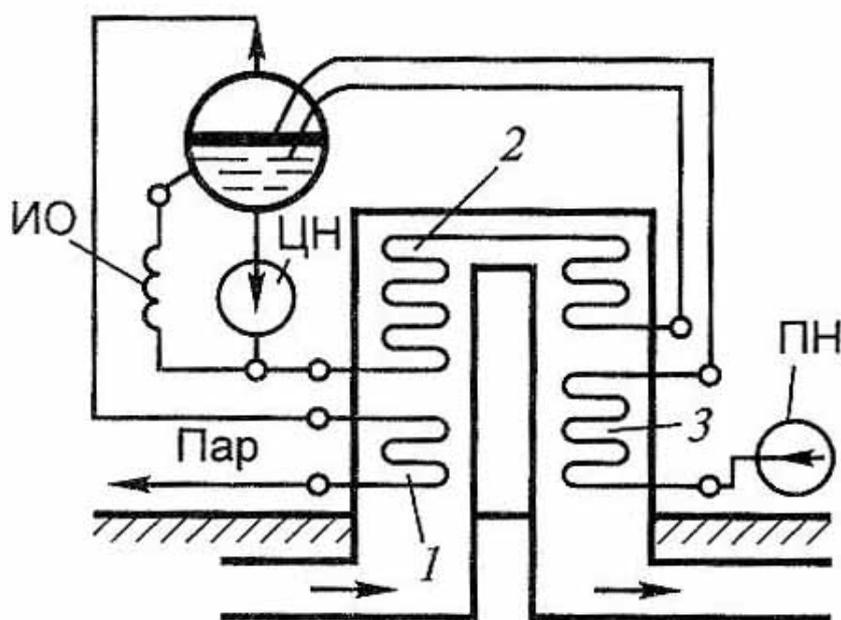


Рисунок 38 – Комплексная схема использования ВЭР с котлом-утилизатором.

Если температура дыма начальная $t_{\text{дн}} > 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$, то в котле-утилизаторе устанавливают радиационную камеру. В этом случае возможна естественная циркуляция, то есть можно работать без циркуляционного насоса. Вторая камера в котле-утилизаторе – это конвективная поверхность нагрева.

В случае, если основной технологический агрегат работает с переменной тепловой нагрузкой, устанавливают дополнительную топку, в которую подается топливо и воздух, то есть возможна работа котла-утилизатора с периодическим отоплением.

Котел-утилизатор представляет собой большое дополнительное аэродинамическое сопротивление. Сопротивление котла –утилизатора составляет $\Delta p_{\text{сопр}} = 1000\text{-}1500 \text{ Па}$, это значит, что необходима установка дымососа. При расчете эффективности ВЭР следует учитывать расход энергии на дымосос.

5.1 Особенности эксплуатации котла-утилизатора

В том случае, если продукты сгорания, которые поступают в котел-утилизатор имеют большое содержание технологической пыли (сталеплавильные печи, конвертор), то требуется периодическая очистка поверхностей нагрева. С одной стороны, засорение поверхностей нагрева увеличивает тепловое сопротивление, а следовательно, уменьшается эффективность использования ВЭР. С другой стороны, увеличивается аэродинамическое сопротивление конвективных поверхностей. Особенно это актуально для кислородных конвертера.

Возможны следующие способы очистки продуктов сгорания (делается очистка с периодичностью 1-5 дней):

- обмывка водой
- обдувка паром
- очистка дробью
- очистка вибрацией (виброочистка)
- очистка ультразвуком

5.2 Маркировка котлов-утилизаторов

Котлы-утилизаторы маркируются по расходу продуктов сгорания:

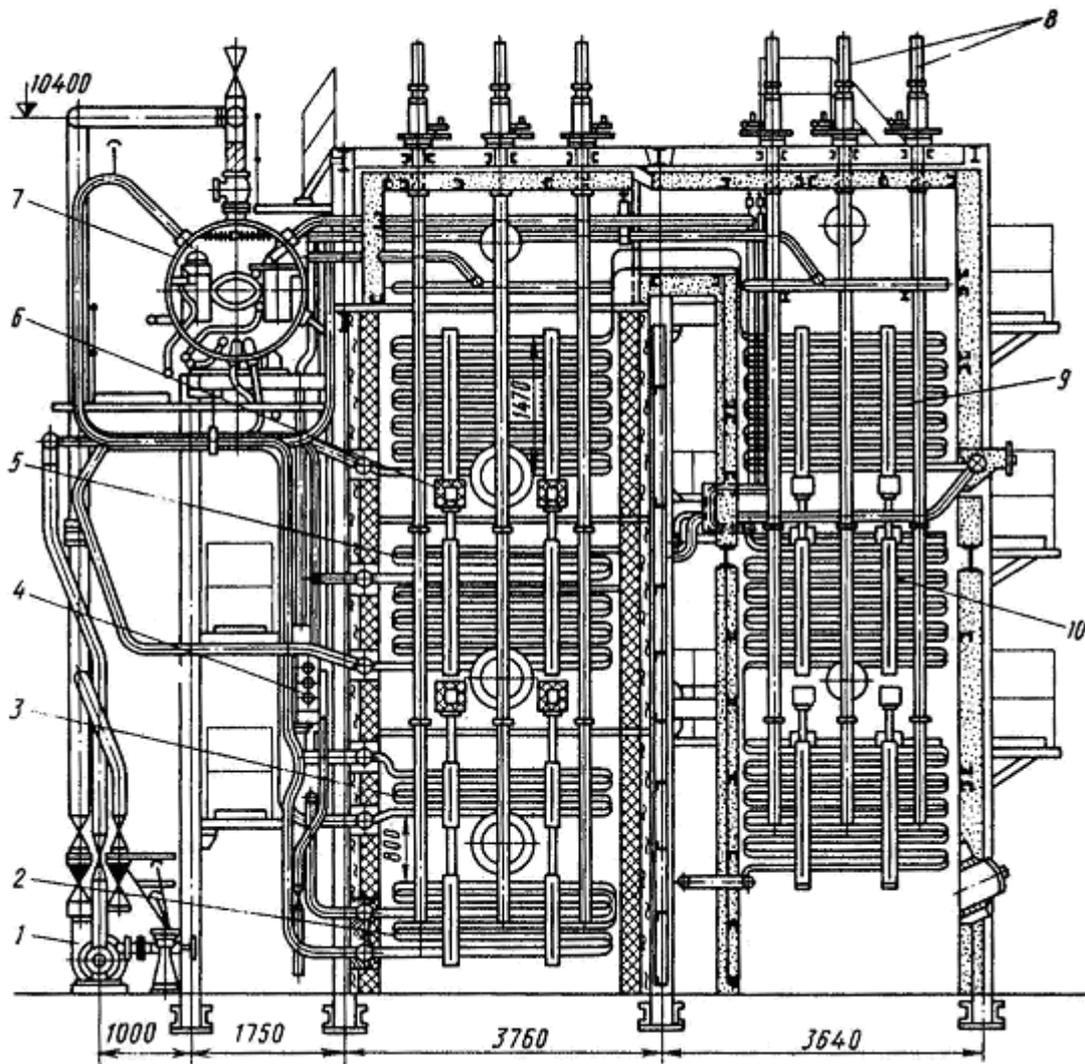
КУ – 80 ($V_r = 80000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при НФУ), КУ – 60, КУ – 125

На рис. 39 показан продольный разрез котла КУ-80-3. В подъемной шахте по ходу газов расположены первый испарительный пакет, пароперегреватель, второй испарительный пакет и вторая секция третьего испарительного пакета. В опускном газоходе расположены первая секция третьего испарительного пакета и две секции экономайзеров. Питательная вода после экономайзера поступает в барабан котла, откуда с помощью циркуляционных насосов через шламоуловитель подается в три параллельно включенных испарительных пакета. Пароводяная смесь из испарительных поверхностей нагрева поступает в барабан, а отсепарированный насыщенный пар направляется в пароперегреватель.

Путем деления испарительной системы котла с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ) на две-три секции, включенные по воде параллельно, удается в 6-8 раз снизить необходимое давление и мощность циркуляционных насосов. Соотношение длины змеевиков каждой секции подбирается так, чтобы их гидравлическое сопротивление было примерно одинаковым. Движение газов и пара в КУ с расходами газов $(60-120) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении пара 4,5 МПа противоточное. На всех котлах используется одноступенчатое испарение. Предусмотрена возможность совместной работы котла с испарительным охлаждением печи. В барабане котла размещено сепарационное устройство.

В пакетно-конвективных котлах (ПКК) используют физическую и химическую теплоту отбросных газов сажевого производства. Сажевые заводы относятся к числу предприятий, в которых образуется большое количество отбросных газов, содержащих незначительное количество горючих компонентов и существенное количество балласта (азота, диоксида углерода и водяных паров). Для устойчивого сжигания значительного объема этих сильно забалластированных газов потребовалась разработка специальных

газогорелочных устройств, обладающих высокой стабилизирующей способностью.



1 – циркуляционный насос; 2 - испаритель I ступени; 3 – пароперегреватель; 4 – шламоотделитель; 5 – испаритель II ступени; 6 - балки; 7 - барабан; 8 – обдувочные линии; 9 - испаритель III ступени; 10 – экономайзер

Рисунок 39 - Котел-утилизатор КУ-80-3

6. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЭР В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВАХ

6.1 Производство чугуна в доменной печи

Большинство доменных печей работают с повышенным давлением под колошником. Повышенное давление дало возможность увеличить расход дутья, подаваемого в печь, увеличить производительность, уменьшить запыленность рабочих газов (обычная запыленность $P=60 \text{ г/м}^3$, улучшенная $P=20-30 \text{ г/м}^3$). Вторичными энергоресурсами отходящих газов доменной печи являются:

1) Химическое тепло отходящих газов. Отходящие газы имеют состав: $\text{CO}_2=10,5 \%$, $\text{CO}=28 \%$, $\text{H}_2=2,7 \%$, $\text{CH}_4=0,3 \%$, $\text{N}_2=58,3 \%$, $Q_{\text{H}}^{\text{P}}=3,94 \text{ МДж/м}^3$, температура жаропроизводительности $t_{\text{ж}}=1400 \text{ }^\circ\text{C}$. Химическая теплота используется частично как топливо в доменной печи, в воздухонагревателях (каупер регенеративный) нагрев до $1100-1200 \text{ }^\circ\text{C}$, а так же во внешних потребителях, в других металлургических печах, в основном для получения смешанного коксово-доменного (или природного-коксового) газа нужной Q_{H}^{P} от 4 МДж и выше для использования в котлах ТЭЦ ПВС, и нагревательных печах (методические, термические и др.)

2) Избыточное давление доменного газа ($P_{\text{абс}}=0,32 \text{ МПа}$) используется в расширительных станциях. В основе станции лежит газовая турбина, рабочим телом является газ повышенного давления, подогретый до температуры $400-500 \text{ }^\circ\text{C}$. Энергия используется в газовой турбине для получения дутья для доменной печи или электроэнергии для потребителей.

Комплексная схема использования ВЭР доменного газа (рис. 40) представляет собой следующее:

1) Доменный газ с $P_{\text{абс}}=0,32 \text{ МПа}$, температурой $t=500 \text{ }^\circ\text{C}$ и запыленностью $15-20 \text{ г/м}^3$ при повышенном давлении (при обычном давлении – $50-60 \text{ г/м}^3$) поступает в систему газоочистки с использованием мокрой очистки, где запыленность газов снижается до 10 г/м^3 . Такая запыленность допустима для использования в горелках, а самое главное – в газовой турбине

(минимальный износ лопаток). Так как газоочистка включает мокрую очистку в скруберах, температура доменного газа падает от 500 до 20⁰С.

2) Доменный газ из газоочистки поступает в газовую турбину, пройдя последовательно два подогревателя, в результате чего он подогревается до 450⁰С.

3) В газовой турбине происходит расширение доменного газа от $P_{нач}^{abc} = 0,25-0,30$ МПа до $P_{кон}^{abc} = 0,11$ МПа, при этом температура доменного газа снижается от 450 до 300⁰С. Вырабатываемая механическая энергия (для доменной печи объемом 1460 м³ при выходе продуктов сгорания 250 000м³/ч, мощность турбины составляет 12 МВт). Эта энергия используется в турбовоздуходувке для получения сжатого воздуха – дутья – с давлением $P^{abc}=0,45$ МПа и температурой $t=100$ ⁰С.

4) Часть доменного газа сжигается в «подогревателе» для подогрева доменного газа до 450⁰С; воздух для сжигания этого газа подогревается в рекуператоре до 200⁰С; продукты сгорания отводятся в дымовую трубу.

5) Продукты сгорания с газовой турбины с параметрами $P_{нач}=0,11$ МПа и $t_{нач}=300$ ⁰С поступают в охладитель, в котором охлаждаются до 100⁰С, а отдаваемое тепло используется для предварительного подогрева доменного газа, поступающего в турбину, до 80⁰С.

6) Воздух из турбовоздуходувки ($P=0,45$ МПа, $t=100$ ⁰С) поступает в кауперы – регенеративные воздухонагреватели дутья – где подогревается до 1100⁰С и подается через фурмы в доменную печь. Для нагрева дутья в кауперах сжигается очищенный доменный газ, а воздух для сжигания доменного газа, подогретый в рекуператоре до 200⁰С, подается от вентилятора.

7) В рекуператор подаются греющие газы – продукты сгорания из каупера с температурой 400⁰С; нагреваемая среда – воздух для горения в каупере, нагревается от температуры атмосферы до 200⁰С.

При сгорании метана $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$, образуются водяные пары, которые при температуре точки росы конденсируются, и это может приводить к коррозии. Что бы этого не допускать, необходимо держать температуру продуктов сгорания выше температуры точки росы.

Экономичность расширительной станции (газовой турбины) достаточно высока, так как отсутствует воздушный компрессор, который обычно является неотъемлемой частью ГТУ с камерой сгорания.

Оборудование расширительной станции недорогое (по сравнению с ГТУ с камерой сгорания), так как температура и давление газа невелики (нет необходимости использовать сверхжаропрочные стали, а так же сложные системы охлаждения лопаток).

Ниже приводится расчет тепловой схемы газотурбинной установки доменного производства.

1. Расчет воздухонагревателя (каупера)

На сжигание поступает доменный газ с расходом V . При сжигании образуются продукты сгорания с температурой t_1 . Температура t_1 задается из условия стойкости свода каупера и не должна превышать 1500°C .

$$\alpha V^\circ c_{\text{в}k} t_k + Q_{\text{н}}^{\text{п}} + c_{\text{г}} t_{\text{д}} = V_{\text{г}} c_{\text{г}} t_1, \quad (\text{a})$$

где V° – теоретический расход воздуха;

$V_{\text{г}}$ – объем продуктов сгорания в каупере;

$c_{\text{в}}, c_{\text{г}}$ – теплоемкости воздуха и продуктов сгорания;

$Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – низшая теплота сгорания доменного газа;

t_k – температура сжатого воздуха после компрессора;

$t_{\text{д}}$ – температура доменного газа;

t_1 – предельно допустимая температура продуктов сгорания;

α – искомый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру.

Объем продуктов сгорания связан с коэффициентом избытка воздуха соотношением $V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^\circ + (\alpha - 1)V^\circ$.

Преобразуя уравнение (а), получим:

$$Q_H^p + c_r t_D = -\alpha V^o c_B t_K + V_r^o c_r t_1 + (\alpha - 1) V^o c_r t_1.$$

$$Q_H^p + c_r t_D - V_r^o c_r t_1 + V^o c_r t_1 = \alpha V^o c_r t_1 - \alpha V^o c_r t_K.$$

$$\alpha = \frac{Q_H^p + c_r t_D + (V^o - V_r^o) c_r t_1}{V^o [c_r t_1 - c_B t_K]}.$$

За счет теплоты продуктов сгорания в каупере осуществляется подогрев воздуха, идущего в доменную печь. При этом расход подогреваемого воздуха составляет G_1 . На горение подается воздуха с расходом G_2 . Расход воздуха на горение и расход продуктов сгорания связаны с расходом доменного газа соотношениям

$$G_2 = BV^o \alpha; \quad G_r = BV_r = B[V_r^o + (\alpha - 1)V^o].$$

Тепловой баланс подогрева дутья в каупере имеет вид

$$G_r c_r (t_1 - t_2) = G_1 c_B (t''_{B,K} - t'_{B,K}).$$

где $t''_{B,K}$ и $t'_{B,K}$ – температуры воздуха до и после каупера.

Заданной технологией величиной является расход воздуха, который требуется подогреть в каупере. Температура воздуха на входе в каупер $t'_{B,K}$ – это температура воздуха на выходе из промежуточного рекуперативного воздухоподогревателя.

2. Баланс рекуперативного воздухоподогревателя

Он имеет следующий вид:

$$G_r c_r (t_2 - t_3) = G_1 c_B (t'_{B,K} - t_K),$$

где t_K – температура воздуха после компрессора;

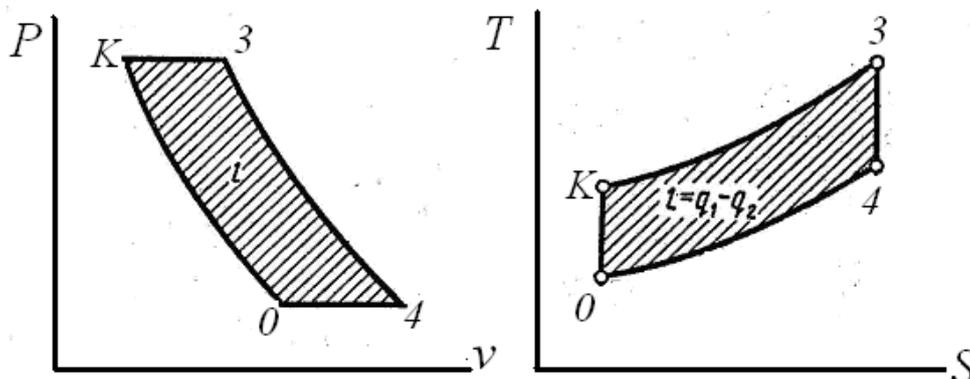
t_3 – температура продуктов сгорания перед газовой турбиной.

3. Баланс ГТУ

Компрессор сжимает атмосферный воздух, повышая его давление от P_0 до P_K . $P_0 = 0,1$ МПа; $P_K = 0,5$ МПа, т.е. степень сжатия компрессора равна $\lambda = 5$. Далее воздух в эжекторе смешивается с доменным газом, при этом давление продуктов сгорания возрастает до $\sim 0,385$ МПа, продукты сгорания расширяются в турбине от давления $0,385 - 0,1$ МПа.

Искомой величиной при расчете газотурбинной установки (ГТУ) является расход доменного газа, необходимый для привода турбины, т.е. мощности турбины должно хватить для привода компрессора.

Рассмотрим цикл ГТУ (рис. 41).



0-К – адиабатное сжатие в компрессоре; К-3 – изобарный подвод теплоты; 3-4 – адиабатное расширение в газовой турбине; 4-0 – изобарное охлаждение продуктов сгорания

Рисунок 41 - Цикл ГТУ

Докажем, что отношение $T_4/T_0 = T_3/T_K$:

$$\frac{T_4}{T_0} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_K} \frac{T_K}{T_0} = \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \frac{T_3}{T_K} = \frac{T_3}{T_K}.$$

Тогда

$$\eta = 1 - \frac{T_0(T_4/T_0 - 1)}{T_K(T_3/T_K - 1)} = 1 - \frac{T_0}{T_K},$$

где T_0/T_K – отношение температур в процессе сжатия в компрессоре. Поскольку воздух – это идеальный газ, то из уравнения адиабаты можно заменить

$$T_0/T_K = (P_0/P_K)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (6)$$

где π – степень сжатия в компрессоре для данной схемы равна $\pi = 5$;

κ – показатель адиабаты, для воздуха равен $\kappa = 1,4$.

Подставляя уравнение (6) в выражение для КПД получим в окончательном виде

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_k} = 1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 1 - \pi^{-\varepsilon},$$

где $\varepsilon = \frac{\kappa-1}{\kappa} = \frac{0,4}{1,4} = 0,286$.

Расход доменного газа, необходимый для сжатия воздуха с расходами G_1 и G_2 составит:

$$(G_1 + G_2)c_B(t_k - t_0) = \eta_m G_r c_r(t_3 - t_4),$$

где η_m – механический КПД ГТУ.

Расход воздуха на сжигание доменного газа и расход продуктов сгорания связаны с расходом топлива соотношениями

$$G_2 = BV^o \alpha,$$

$$G_r = BV_r.$$

Отсюда получаем выражение для расчета расхода доменного газа

$$B = \frac{G_1 c_B (t_k - t_0)}{\eta_m V_r c_r (t_3 - t_4) - V^o \alpha c_B (t_k - t_0)}.$$

Температура воздуха после компрессора находится из уравнения адиабаты

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Перепад температур в газовой турбине также определяется из уравнения адиабаты

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \pi^\varepsilon.$$

Электрическая мощность определяется из баланса

$$N_{эп} = G_r c_r (t_3 - t_4) \eta_m.$$

6.2 Производство стали в мартеновских печах

На рисунке 42 показана конструкция мартеновской печи. Печь можно условно разделить на верхнее (выше рабочей площадки 16) и нижнее (ниже

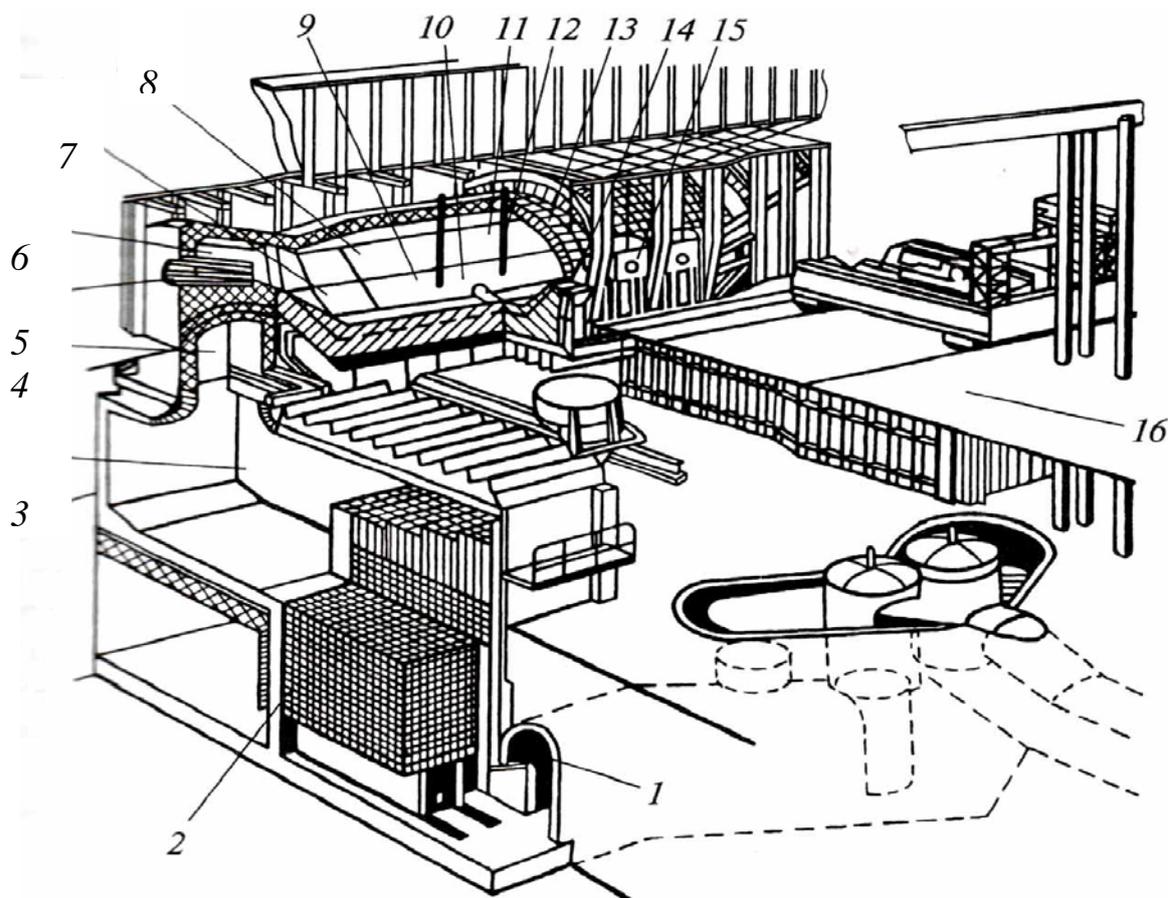


Рисунок 42 – Мартеновская печь

рабочей площадки) строения. Верхнее строение печи состоит из рабочего пространства 8, головок 6 и вертикальных каналов 47. Нижнее строение печи включает в себя регенераторы 2, шлаковики 3 и борова 1. Рабочее пространство печи – это та часть печи, где протекают процессы выплавки стали, сгорания топлива и передачи тепла материалам шихты. В передней стенке рабочего пространства предусмотрены завалочные окна 15, обрамленные с обеих сторон столбиками 14. Завалочные окна служат для завалки шихты в печь, заливки чугуна и скачивания шлака. Число окон обычно нечетное (от 3 для малых печей до 7 для больших). В задней стенке 11 расположены отверстия для выпуска стали и шлака. Среднее окно предназначено для обслуживания сталевыпускного отверстия.

Нижняя часть рабочего пространства, ограниченная подиной 10 и откосами 7 и 9 печи (нижней частью передней, задней и торцевых стенок), называется ванной. Ванна вмещает весь жидкий металл и шлак. Верхним

уровнем ванны являются пороги – стальные плиты, образующие нижнюю часть завалочных окон. Сверху рабочее пространство ограждено арочным сводом 13. В своде есть отверстия, через которые в печь вводят кислородные фурмы 12 для продувки ванны кислородом.

С торцевых сторон к рабочему пространству примыкают головки печи. Головки служат для подвода топлива в печь при помощи головок 5, смешения его с воздухом и подготовки к сжиганию, а также для отвода из печи продуктов сгорания топлива и технологических газов.

Мартеновская печь используется для производства стали. В ходе ее работы используется большое количество ВЭР, так как в печи очень высокая температура. В то же время мартеновская печь терпит огромные потери тепла через свод, тепловой КПД мартеновской печи составляет 25-27 %, все остальное теряется (от сжигания топлива, от плавки чугуна, часть в окружающее пространство, часть с продуктами сгорания). ВЭР составляет – 40-50% от BQ_n^p - тепловой мощности печи.

Воздух поступает в регенератор из атмосферы при температуре 0 °С, а нагревается в регенераторе до 1200 °С. Первичные ВЭР используются в регенераторах для высокотемпературного подогрева воздуха – это технологически необходимо для получения высокой действительной температуры факела (до 1900 °С). Регенераторы – это теплообменники, работающие поочередно на нагреве-охлаждении, через 5-10 минут происходит реверс факела путем перекидки клапанов. Вся тепловая энергия возвращается в печь.

Вторичные энергоресурсы используются для внешнего потребления. Газы (продукты сгорания) используются в котле-утилизаторе для получения пара энергетических параметров $P=1,8-4,5$ МПа, $t_{\text{мп}}=375-400$ °С. Котлы-утилизаторы маркируются по расходу газов. Например КУ-80 предназначен для расхода газов 80 000 м³/ч при НФУ.

$$t_{\text{кал}} = \frac{Q_n^p + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{фв}}}{V_d C_d} \approx 1900 \leftrightarrow 2000 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ – это температура расчетная,}$$

которая получается без теплообмена с окружающей средой (калориметрическая температура). Тепло идет на свод, охлаждающие элементы и ванну.

Действительная температура:

$t_d = \eta_{\text{пир}} t_{\text{кал}}$, где $\eta_{\text{пир}}$ - пирометрический коэффициент, принимается равным 0,8-0,9.

Продукты сгорания уходят через правую головку по вертикальному каналу в шлаковик, где за счет изменения сечения (расширения) и изменения направления движения продуктов сгорания, наиболее крупные частички пыли выпадают. Далее продукты сгорания идут в регенератор, где остывают до температуры 800 °С, а затем через систему перекидных клапанов поступают в котел-утилизатор, предназначенный для получения пара. Использование котла-утилизатора не связано с технологическим агрегатом (мартеновской печью).

После котла-утилизатора, температура снижается до 200 °С, затем продукты сгорания поступают в электрофильтры и при температуре 150 °С холодные газы идут в дымосос и далее на дымовую трубу. При использовании котла-утилизатора необходимо использовать дымосос, так как возникает большое гидравлическое сопротивление. Перекидка клапанов происходит каждые 5-10 минут, печь работает реверсивно.

Последовательность процессов, происходящих в мартеновской печи:

1. Завалка
2. Прогрев
3. Заливка чугуна
4. Плавление
5. Период доводки (сталь приобретает нужные свойства)

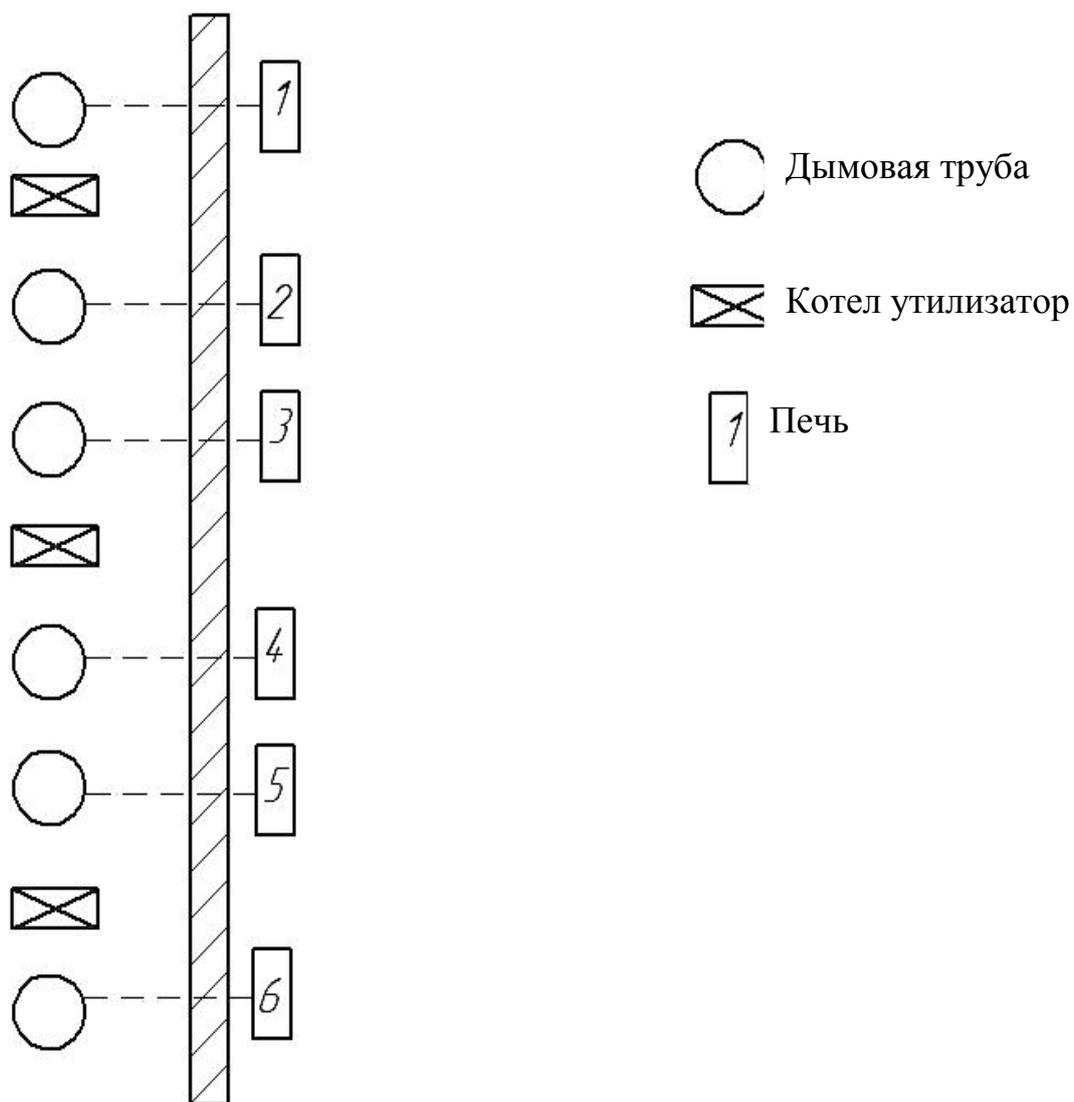


Рисунок 43 - Вид мартеновского цеха сверху

Режим работы котла-утилизатора должен быть более-менее стационарным.

В разные периоды температура продуктов сгорания и расход топлива различны. Максимальный расход топлива приходится на завалку и прогрев. При плавлении расход топлива уменьшается. В связи с тем, что мартеновская печь работает нестационарно, в котле-утилизаторе предусмотрена подтопка (устанавливается горелка).

Котел-утилизатор имеет П-образную компоновку. На мартеновской печи обычно используют низкотемпературные котлы утилизаторы с многократной принудительной циркуляцией. Аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора составляет 100 –1500 Па, а температура продуктов сгорания после

котла-утилизатора 200-230 °С (экономически выгодная). Поэтому при компоновке мартеновской печи с котлом-утилизатором применяется дымососная тяга с разряжением 2000-2800 Па. При применении дымососов улучшается тяга мартеновской печи и ее регулирование с помощью направляющего аппарата со щита сталевара.

Одной из проблем котла-утилизатора является непостоянство расхода продуктов сгорания по периодам плавки и течение плавки, а значит непостоянным является и тепловая мощность продуктов сгорания, в том числе еще и из-за колебания температур. Для решения этой проблемы применяют подтопку.

Вторая проблема – быстрое загрязнение поверхностей нагрева со стороны газов, несмотря на то, что основная часть пыли оседает в шлаковиках и регенераторах. Вследствие внешнего загрязнения труб ведет к:

- 1) увеличению теплового сопротивления
- 2) увеличивается аэродинамическое сопротивление
- 3) снижается паропроизводительность котла-утилизатора
- 4) повышается температура уходящих газов

Поэтому неотъемлемой составляющей в котле-утилизаторе является очистка. Способы очистки:

- 1) обмывка водой каждые 4-5 дней с остановкой на 3-4 часа
- 2) обдувка паром ежемесячно без отключения и остановки
- 3) очистка пропуском чугунодробилки

Достоинства использования котла-утилизатора:

1. Пар, производимый в котле-утилизаторе в 1,5-2 раза дешевле, чем пар, производимый в котлах ТЭЦ ПВС.
2. Окупаемость котла-утилизатора – 1-2 года.

В мартеновских печах в современных условиях очень широко используют испарительное охлаждение.

На испарительное охлаждение переводят охлаждаемые элементы, находящиеся в наиболее тяжелых температурных условиях, и футеровка которых изнашивается в процессе эксплуатации:

1. Кессоны газовых пролетов
2. Рамы завалочных окон
3. Пятовые балки сводов
4. Фурмы мазутных и газомазутных горелок (фурма, а внутри горелка)

Охлаждаемые элементы нижнего строения печи (передние клапаны, шиберы), работающие в области относительно низких температур, работают на водяном охлаждении. Есть определенные трудности в испарительном охлаждении заслонок завалочных окон, так как отвод-подвод охлаждаемой среды производится гибкими шлангами, которые не могут выдерживать высокое давление.

Возможны варианты испарительного охлаждения по уровню давления:

- испарительное охлаждение низкого давления – $P_{абс} = 0,15-0,3$ МПа. В этом случае получают насыщенный пар, который используется в системах теплоснабжения, с конденсацией в бойлерах, для распыления мазута и др.
- испарительное охлаждение высокого давления - $P_{абс} > 3,9$ МПа, при этом применяют специальные меры для повышения прочности охлаждаемых элементов (замена полых элементов трубчатыми).

6.3 Конвертерное производство стали

Кислородно-конвертерный процесс – выплавка стали из жидкого чугуна в конвертере с основной футеровкой и продувкой кислородом через водоохлаждаемую фурму.

Первые опыты в 1933-1934 годах проводил Мозговой.

В промышленных масштабах – в 1952-1953 на заводах в Линце и Донавице (Австрия) – получил название ЛД-процесс. В настоящее время способ является основным в массовом производстве стали.

Кислородный конвертер – сосуд грушевидной формы из стального листа, футерованный основным кирпичом, высотой и диаметром 8,5 м, футерованная огнеупорами толщиной 700 мм, горловона диаметром 2,2 м. Конвертер стоит на цапфах и на опорах, которые имеют 2 положения: Для продувки и повалки. В емкость заливают чугун, конвертер может вращаться. Когда его поваливают, туда заливают чугун и скрап. Затем в конвертер опускают кислородную фурму, длиной 40 м (чугун занимает 1/7 часть конвертера по объему). Подается кислород и происходит процесс выжигания углерода из железа, при этом выделяются 80-85% CO и 15-20% конвертерные газы с температурой 1600-1800 °С, запыленностью 100-120 г/м³.

Вместимость конвертера – 130-350 т жидкого чугуна. В процессе работы конвертер может поворачиваться на 360 ° для загрузки скрапа, заливки чугуна, слива стали и шлака.

Шихтовыми материалами кислородно-конвертерного процесса являются жидкий передельный чугун, стальной лом (не более 30%), известь для наведения шлака, железная руда, а также боксит и плавленый шпат для разжижения шлака.

Последовательность технологических операций при выплавке стали в кислородных конвертерах представлена на рисунке 44.

После очередной плавки стали выпускное отверстие заделывают огнеупорной массой и осматривают футеровку, ремонтируют.

Перед плавкой конвертер наклоняют, с помощью завалочных машин загружают скрап (рисунок 44.а), заливают чугун при температуре 1250 - 1400 °С (рисунок 44.б).

После этого конвертер поворачивают в рабочее положение (рисунок 44.в), продувка чугуна проводится через водоохлаждаемую фурму техническим кислородом (98-99,5 %) под давлением 0,9 - 1,4 МПа. Одновременно с началом продувки загружают известь, боксит, железную руду. Кислород проникает в металл, вызывает его циркуляцию в конвертере и перемешивание со шлаком.

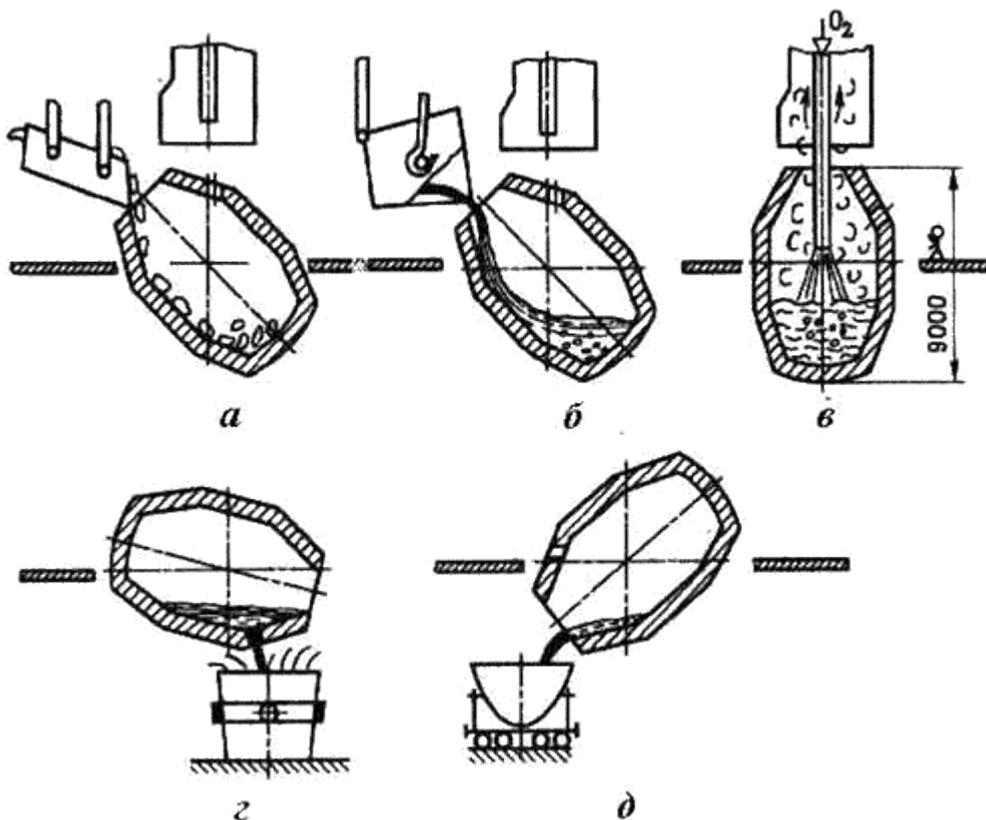


Рисунок 44 - Последовательность технологических операций при выплавке стали в кислородных конвертерах

Под фурмой развивается температура 2400°C . В зоне контакта кислородной струи с металлом окисляется железо. Оксид железа растворяется в шлаке и металле, обогащая металл кислородом. Растворенный кислород окисляет кремний, марганец, углерод в металле, и их содержание падает. Происходит разогрев металла теплотой, выделяющейся при окислении.

Фосфор удаляется в начале продувки ванны кислородом, когда ее температура невысока (содержание фосфора в чугуна не должно превышать 0,15 %). При повышенном содержании фосфора для его удаления необходимо сливать шлак и наводить новый, что снижает производительность конвертера.

Сера удаляется в течение всей плавки (содержание серы в чугуна должно быть до 0,07 %).

Подачу кислорода заканчивают, когда содержание углерода в металле соответствует заданному. После этого конвертер поворачивают и выпускают сталь в ковш (рисунок 44.г), где раскисляют осаждающим методом

ферромарганцем, ферросилицием и алюминием, затем сливают шлак (рисунок 44.д).

В кислородных конвертерах выплавляют стали с различным содержанием углерода, кипящие и спокойные, а также низколегированные стали. Легирующие элементы в расплавленном виде вводят в ковш перед выпуском в него стали.

Плавка в конвертерах вместимостью 130...300 т заканчивается через 25 - 30 минут. Отходы конвертерного производства представляют собой химические и физические вторичные энергоресурсы.

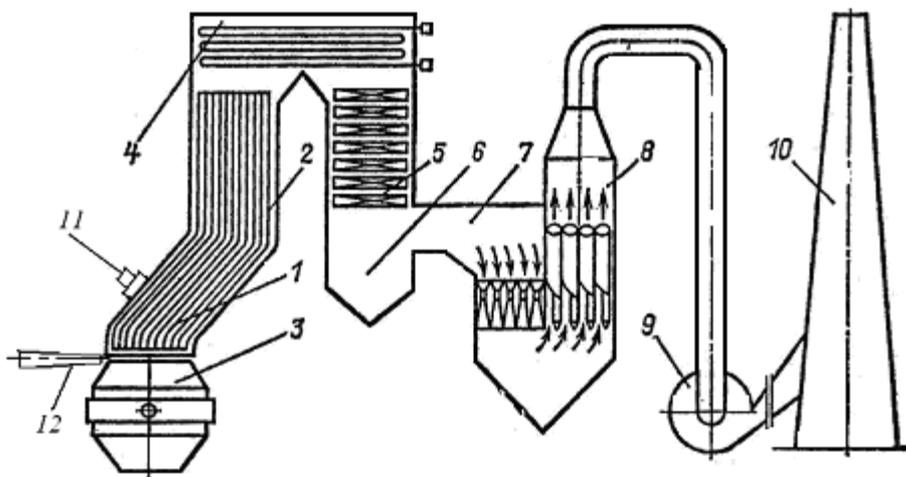
Конвертерные газы состоят в основном из оксида углерода ($\text{CO} = 90-95\%$) имеют высокую температуру (более $1700\text{ }^\circ\text{C}$) и содержат значительное количество уноса (до 150 г/м^3). Выход конвертерных газов циклический, отличается большой неравномерностью. Продувка конвертера продолжается около 20 мин, длительность межпродувочного периода – до 40 мин. Среднечасовой выход газа для конвертера 300 т составляет $18\cdot 10\text{ м}^3/\text{ч}$, а максимальный расход $150\cdot 10\text{ м}^3/\text{ч}$. Выброс CO в таких количествах невозможен, поэтому их дожигание и охлаждение является технологической необходимостью. От конвертеров емкостью не более 150 т металла конвертерные газы направляются в радиационно-конвективный газоотводящий тракт охладителя, в полости которого происходят дожигание окиси углерода и использование тепловой энергии продуктов сгорания [8].

Исследование процесса сжигания конвертерных газов в полости охладителя позволило установить, что за время продувки конвертера кислородом содержание оксида углерода в газах, покидающих конвертер, сначала возрастает, достигает максимума и затем падает.

Котел ОКГ-100-3А — однобарабанный, вертикально-водотрубный, с многократной принудительной циркуляцией, имеет П-образную компоновку.

Подъемный газоход (камин) состоит (рис. 45) из наклонной 1 и вертикальной 2 части. Между конвертером 3 и камином котла поддерживается разрежение 30-40 Па, обеспечивающее отсос всех газов из конвертера и подсос

из атмосферы воздуха, необходимого для их сжигания. В период продувки конвертера пар вырабатывается в охладителе за счет теплоты, выделяющейся от сжигания конвертерных газов, а в межпродувочный период в котле сжигается смесь коксового и доменного газов, т. е. охладитель работает как энергетический котел. В период продувок через нижнее сечение камина подсасывается 50—90 тыс. м³ воздуха. Процесс перемешивания подсосанного воздуха с газами интенсифицируется острым дутьем от специальной воздуходувки. Расход воздуха через сопла острого дутья составляет 14—16 тыс. м³/ч. Струи воздуха пронизывают поток конвертерных газов. Чем равномернее распределены струи по сечению камеры, тем интенсивнее протекает процесс перемешивания газа с воздухом.



1, 2 – наклонная и вертикальная части экранированного подъемного газохода; 3 – горловина конвертера; 4 – конвективный испаритель; 5 – экономайзеры; 6 – бункер; 7 – горловина; 8 – трубы Вентури; 9 – дымосос; 10 – труба; 11 – горелка для сжигания доменного газа; 12 – сопла острого дутья

Рисунок 45 - Агрегат для сжиганий конвертерных газов и использования теплоты их сгорания

В верхней части подъемный газоход соединяется с горизонтальным газоходом 4, который переходит в опускной газоход 5. Нижняя часть опускного газохода представляет собой бункер 6 с горловиной 7, через которую продукты сгорания поступают в двухходовое устройство 8, состоящее из большого числа труб Вентури с индивидуальными форсунками и служащее для мокрой очистки.

Подъемный и горизонтальный газоходы полностью экранированы трубами диаметром 38 мм с шагом 42 мм. В опускном газоходе размещены конвективные испарительные поверхности нагрева и водяной экономайзер. На одной из боковых стен топки установлены две горелки для сжигания коксодоменного газа производительностью 10 тыс. м³/ч каждая. В результате проведенных тепловых испытаний установлено следующее:

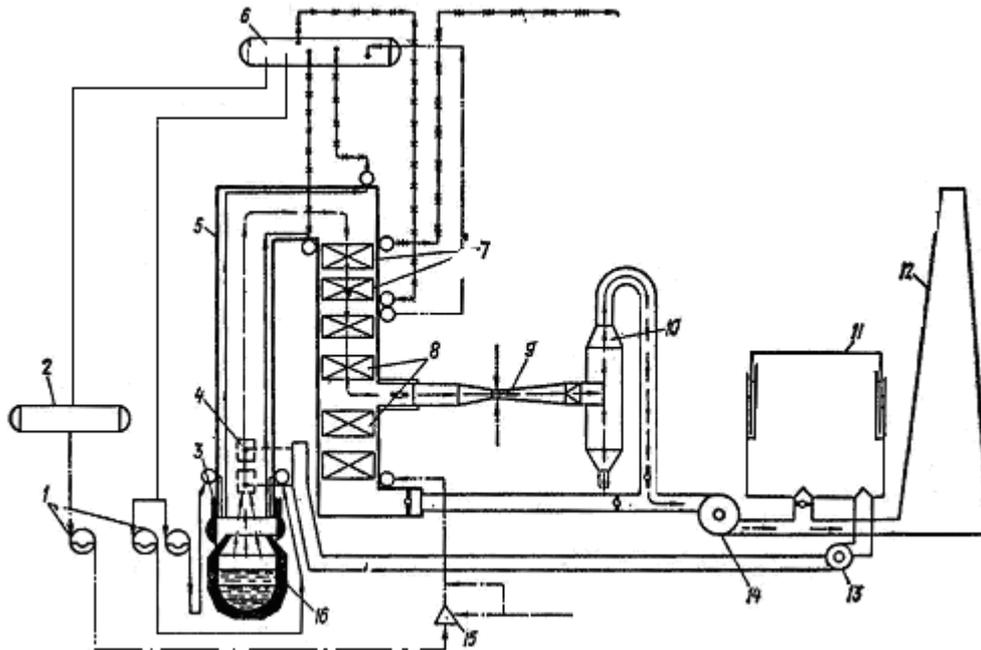
- котлы ОКГ-100-3А обеспечивают надежное использование тепловой энергии, выделяющейся при сжигании конвертерных газов, поступающих от 100-тонного конвертера;
- максимальный выход конвертерных газов из горловины конвертера составляет 33—40 тыс. м³/ч;
- максимальная производительность котлов в период кислородной продувки конвертера (расход кислорода около 8 тыс. м³/ч) составляет 180—200 т/ч.

Производительность охладителя при работе на коксодоменном газе равна 40—45 т/ч (расход газа 18—20 тыс. м³/ч).

В течение всех плавков обеспечивается полное сгорание, конвертерных газов. Максимальное содержание оксида углерода в горизонтальном (переходном) газоходе обычно не превышает 0,2—0,5 % . Коэффициент полезного действия брутто котлов ОКГ-100-3А при сжигании конвертерных газов достигает 87—89 %.

Для конвертеров большой производительности используются котлы без дожигания конвертерных газов. В период продувки в ОКГ используется физическая теплота и примерно 10 % химической теплоты конвертерного газа при $\alpha = 0,1$. Такой коэффициент расхода воздуха принимается из-за трудностей

полной герметизации газоотводящего тракта. После охлаждения и очистки весь газ направляется в газгольдер 11 (рис. 46).



1 – циркуляционные насосы; 2 – паровой аккумулятор; 3 — газоплотная юбка; 4 — горелки; 5 — подъемный газоход; 6 — барабан-сепаратор; 7 — конвективный испаритель; 8 — экономайзер; 9 — труба Вентури; 10 — газоочистка; 11 — газгольдер; 12 – дымовая труба; 13, 14 — дымососы; 15 – смеситель; 16 — конвертер

Рисунок 46 - Схема ОКГ-300 с аккумулятором циркуляционного типа и газгольдером [8]

Из общего количества выработанного пара в период продувки часть его передается потребителю, а другая часть аккумулируется в паровом аккумуляторе высокого давления.

В межпродувочный период, когда нет газовыделения, на выработку пара расходуется химическая и физическая теплота газгольдерного газа, кроме того, выделяется пар, аккумулированный в «горячей» воде. Количество аккумулируемой теплоты в аккумуляторе определяется из условия обеспечения

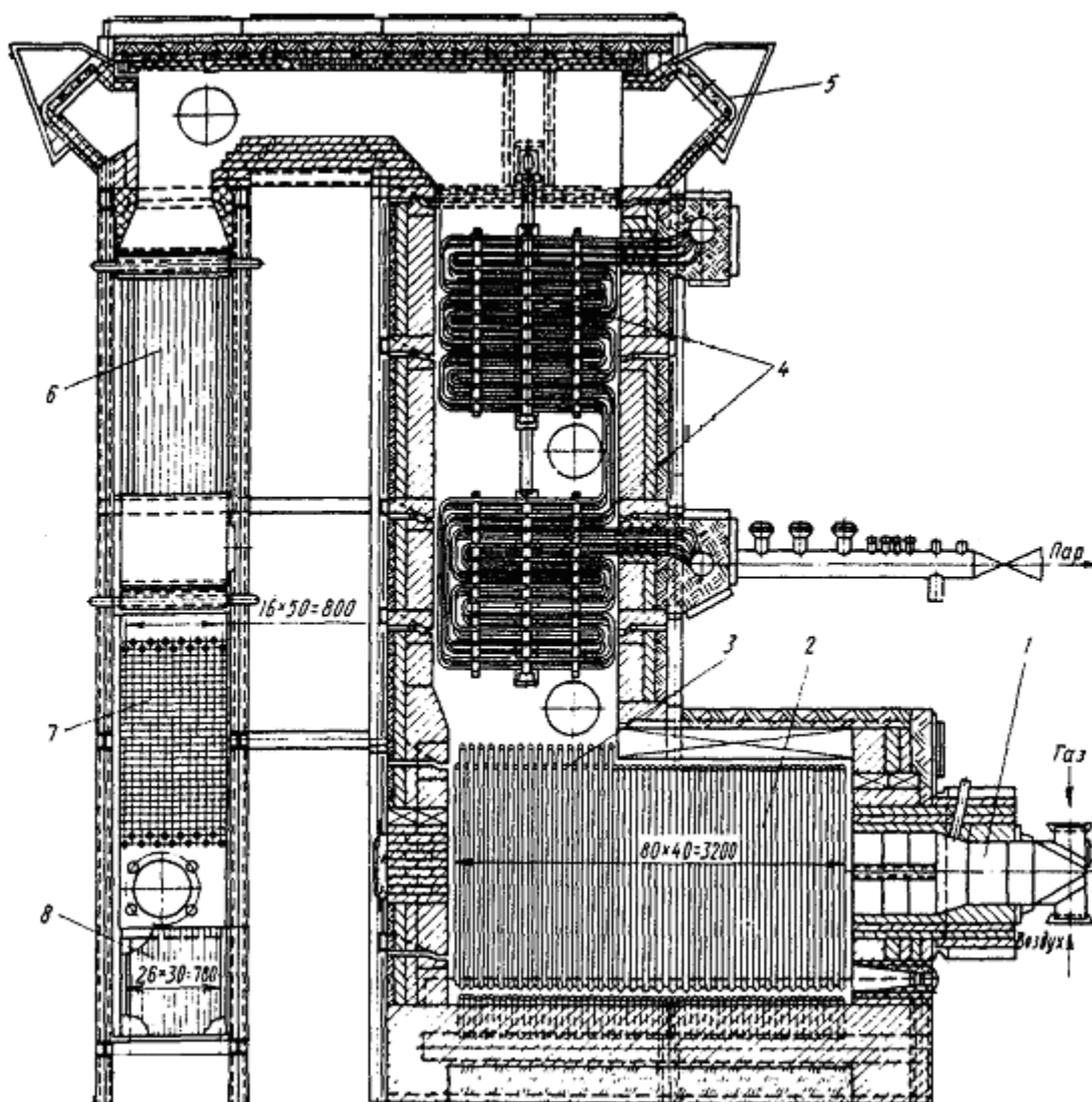
стабильной паропроизводительности котла-охладителя в продолжение всего цикла конвертерной плавки стали.

Экраны, образующие поверхности нагрева, выполнены цельносварными, мембранными. Нижняя часть подъемного газохода котла (кессон) расположена над горловиной конвертера. В связи с работой ОКГ-300 по схеме без дожигания оксида углерода зазор между горловиной конвертера и кессоном уплотняют с помощью подвижной уплотнительной муфты («юбки»), что дает возможность поддерживать минимальный коэффициент избытка воздуха (0,05-0,11). Над кессоном установлен стационарный газоход ОКГ, состоящий из подъемной, переходной и опускной частей. Во время кислородной продувки газы из горловины конвертера с температурой 1600-1700 °С поступают в котел, где используется физическая и часть химической (соответствующей возможному присосу воздуха) теплоты для выработки насыщенного пара. Для снижения температуры уходящих продуктов сгорания на выходе из ОКГ до 300—380 °С, допускающей нормальную работу газоочистительной установки, в опускной газоход впрыскивают воду.

Котел оборудован системой автоматического питания на протяжении всей плавки; предусмотрена возможность перевода основных поверхностей нагрева на естественную циркуляцию. Такие охладители конвертерных газов имеют незначительное аэродинамическое сопротивление, высокую герметичность и надежность в эксплуатации и не накладывают ограничений на работу основного металлургического оборудования.

При работе ОКГ в переменных режимах на самих котлах выработка перегретого пара практически невозможна, поэтому для перегрева пара используют центральный пароперегреватель (рис. 47).

На фронтальной стене камеры установлена туннельная смесительная горелка доменного газа 1. В задней части камеры потолочные экранные трубы разведены в фестон 3 для прохода газов в газоход конвективной части пароперегревателя.



1 – горелка доменного газа; 2 – радиационный пароперегреватель; 3 – флестон; 4 – конвективный пароперегреватель; 5 – взрывные клапаны; 6, 8 – две ступени воздухоподогревателя; 7 – подогреватель доменного газа

Рисунок 47 - Центральный пароперегреватель

Пар от КУ поступает в радиационную часть пароперегревателя, затем по перепускным трубам подводится к верхнему пакету его конвективной части. Последняя выполнена по противоточной схеме с горизонтально расположенными змеевиками. Конвективная часть пароперегревателя состоит из двух блоков: первый по ходу пара выполнен из труб диаметром 32×3 мм,

второй – из труб диаметром 32×4 мм. Радиационная часть пароперегревателя выполнена из труб диаметром 32×3 мм.

Подогреватель доменного газа трубчатый, горизонтальный, расположен между двумя ступенями воздухоподогревателя. Доменный газ проходит внутри труб и делает два хода. Подогретый доменный газ подается к горелке центрального пароперегревателя. Воздухоподогреватель состоит из одноходового трубчатого куба в нижней части опускающего газохода и двухходового куба в верхней части газохода. Трубы воздухоподогревателя расположены вертикально. Внутри труб проходят топочные газы. Подогретый воздух используется для сжигания доменного газа в смесительной горелке топки центрального пароперегревателя. Воздухоподогреватель и подогреватель доменного газа выполнены из труб диаметром 45×3 мм.

Центральный пароперегреватель рассчитан на паропроизводительность 40 т/ч. Давление пара на выходе из пароперегревателя ЦП-60-С-45 составляет 4,5 МПа, а пароперегревателя ЦП-60-С-19 ~ 1,9 МПа. Температура пара на выходе из пароперегревателей равна соответственно 445 и 380 °С. Температура уходящих газов соответственно составляет 240 и 205 °С.

Рассчитаем выход ВЭР у конвертера емкостью $G=300$ т, содержание углерода: $C_{нач}=3,0$ %, $C_{кон}=0,2$ %, время продувки $\tau_{прод}=0,35$ ч.

Определить выход $CO+CO_2=?$ м³/с



Из 12 кг углерода получаем 22,4 м³ CO при $\frac{CO}{C} = \frac{22,4}{12} = 1,86$ м³/кг

При сгорании 1 м³ углерода выделяется 1,86 м³ CO

Количество углерода: $G_C = \frac{C_{нач} - C_{кон}}{100} G = \frac{3 - 0,2}{100} 300 = 8,4$ т = 8400кг углерода.

Средняя скорость выгорания углерода $V_C = \frac{G_C}{\tau_{прод}} = \frac{8400}{0,35} = 24000$ кг/ч = 6,67 кг/с.

Расход выделившегося пара: $V = V_{CO+CO_2} = 6,67 \cdot 1,86 = 12,4$ м³/с = 446640 м³/ч

Химические ВЭР: $Q_{хим} = V \cdot Q_n^p = 12,4 \cdot 8,4 = 104,2$ МВт

Q_n^p (конв. газов)=8,4 МДж/кг

Физические ВЭР: $Q_{\text{физ}} = V \cdot C \cdot \tau = 12,4 \cdot 1,3 \cdot 1600 = 25,8$ МВт

$C = 1,3$ кДж/м³К – теплоемкость конв. газов

Суммарное ВЭР: $Q_{\Sigma} = Q_{\text{физ}} + Q_{\text{хим}} = 25,8 + 104,2 = 130$ МВт

В момент продувки помимо продуктов сгорания образуется пыль. Запыленность составляет $g_{\text{пыли}} = 100-120$ г/м³, состав пыли: 75-90 % оксида железа, угар до 2% железа. Поэтому за котлом-утилизатором расположена мокрая система очистки газов. В системе очистки используются высокоскоростные трубы Вентури (вода распыляется для получения большой реакционной поверхности). Назначение котла-утилизатора: Использование ВЭР и охлаждение газов перед очисткой.

Варианты использования ВЭР:

- 1) С дожиганием СО за счет воздуха, который подсасывается в зазор между конвертером и камином, если нет «юбки». В таком случае, после системы очистки устанавливается система водоотделения и устанавливается дымосос. Дымосос должен создавать очень высокое разрежение для преодоления сопротивления котла-утилизатора и сопротивления пылеулавливающей системы газоочистки.
- 2) Без дожигания СО, когда на время продувки опускается «юбка» и химическое тепло ВЭР в котле-утилизаторе не используется.

Система использования конвертерных газов без дожигания имеет следующие **достоинства**:

1. Получение после очистки газов топлива с $Q_n^p = 8,4$ МДж/кг, СО имеет высокую температуру горения.
2. Уменьшение аэродинамического сопротивления системы в 4-5 раз, уменьшается расход энергии на дымосос, сокращаются габариты котла-утилизатора и системы газоочистки.

Недостатки:

1. Усложняется конструкция («юбка» подвижная, высокоохлаждаемая, массивная)

2. Опасность взрыва (внутри конвертера образуется взрывоопасная смесь)
3. Требуется эффективная очистка, применяется мокрая очистка, на это тратится много энергии, воды. Так же необходимы отстойники и градильни. Большие затраты на окупаемость (до 2 лет).

6.4 Нагревательные методические печи прокатного производства

Методические печи — одно из самых распространенных нагревательных устройств, предназначенных для нагрева металла перед прокаткой. Их конструкции весьма разнообразны, однако все они характеризуются следующими основными признаками:

- 1) вытянутой по горизонтали формой рабочего пространства, постепенным перемещением металла из более холодной в более горячую часть печи;
- 2) непрерывным графиком работы и постоянным во времени тепловым и температурным режимом печи.

Существующие методические печи работают, как правило, по двухзонному либо трехзонному температурному режиму.

При двухзонном температурном режиме различают зону предварительного нагрева или методическую и сварочную.

При трехзонном режиме есть еще томильная зона, в которой происходит выравнивание температур по сечению металла.

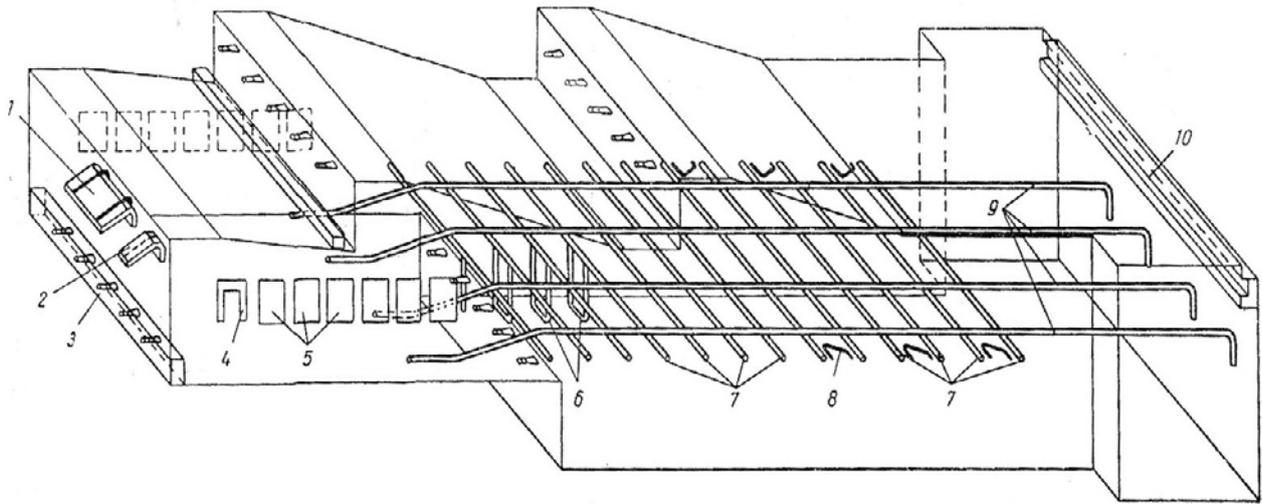
В целях увеличения поверхности нагрева металла и сокращения времени его пребывания в печи осуществляется двусторонний нагрев. При этом металл перемещается по горизонтально расположенным вдоль печи охлаждаемым подовым трубам. Продольные подовые трубы опираются на поперечные опорные, образуя с ними мощный опорный мост (рис.48).

Температурный режим методической печи характеризуется следующими значениями температур по зонам, °С:

Методическая.....800—1150

Сварочная.....1250—1350

Томильная.....1260—1300



1- балка торца выдачи; 2-защитные плиты на выдаче слитков; 3-горелки; 4-рамы; 5-заслонки; 6-опорные трубы; 7-поперечные трубы; 8-отбойники; 9-продольные трубы; 10-балка торца загрузки.

Рисунок 48 – Схема расположения охлаждаемых деталей нагревательной печи

Особенностью работы горизонтальных труб при испарительном охлаждении является возможность расслоения потока пароводяной смеси и перегрева верхней образующей трубы вследствие низкой теплоотдачи к пару.

При обеспечении скоростей циркуляции выше минимально допустимых опасность расслоения и перегрева горизонтальных труб полностью исключается.

В связи с тем, что потери тепла с охлаждающей водой составляют 20—30% тепловой мощности печи, необходима тепловая изоляция охлаждаемых элементов.

Применение изоляции подовых труб позволяет сократить потери тепла в 3-4 раза по сравнению с неизолированными трубами.

Основными охлаждаемыми элементами методических нагревательных печей являются подовые трубы — глссажные (продольные) и опорные (поперечные). Обычно их изготавливают из труб круглого сечения из сталей

марок 10 и 20, что обусловлено требованиями, предъявляемыми к элементам, работающим под давлением. Предпочитают трубы круглого сечения, так как у них обогреваемая поверхность меньше.

При работе с испарительным охлаждением трубы квадратного сечения не используют еще и потому, что промышленность не выпускает таких труб из сталей 10 и 20.

Диаметры и толщина стенок труб определяются весом опирающихся на них нагреваемых слитков или заготовок и геометрическими размерами печи. При проектировании печей одним из определяющих условий в выборе схемы расположения подовых труб является создание минимальной обогреваемой поверхности этих труб с целью снижения потерь тепла с охлаждением и улучшения условий нагрева металла.

В печах мелкосортных станов с наклонным подом подовые трубы отсутствуют. Здесь основными охлаждаемыми элементами являются подовые плиты.

Кроме перечисленных, в методических печах есть следующие охлаждаемые элементы: опорные змеевики торца посада, отбойники, балки окон загрузки и выдачи металла, пятовые балки, рамы смотровых окон и окон выгрузки, охлаждаемые детали горелок, направляющие брусья, люки и др.

Глиссажные (продольные) трубы являются несущими охлаждаемыми элементами печи, непосредственно воспринимающими весовые нагрузки нагреваемого металла. Они подвержены истиранию нагреваемыми слитками на поверхности опирания. Число глиссажных труб и их размеры определяются размерами печи и весом нагреваемых слитков или заготовок. В зависимости от ширины печи их может быть от 2 до 12шт.

Диаметры глиссажных труб на действующих печах находятся в пределах от 76X10 до 121X20 мм, длина их составляет 12—30 м.

Для предохранения поверхности круглых глиссажных труб от истирания на их верхней образующей наварены направляющие прутки диаметром 15—20 мм, которые по мере истирания можно заменить.

Поперечные (опорные) трубы, служащие опорами для продольных, устанавливают с шагом в продольном направлении печи 1—2,5 м.

Длина поперечных труб находится в пределах 3—12 м и определяется шириной печи. Диаметры поперечных труб на действующих печах составляют от 76X10 до 180X25 мм.

Опорные змеевики торца посада печи установлены над дымоспадом крупных методических печей и служат опорой для продольных труб в этом районе печи. Диаметр змеевика может достигать 245X30 мм, длина 5—6 м. Такие змеевики выполняют в виде скоб, каждая из которых представляет собой самостоятельный контур циркуляции.

Необходимым условием надежной работы скобы является сохранение постоянным проходного сечения по всей ее длине.

Рамы окон выгрузки устанавливают в печах с боковой выдачей металла. При водяном охлаждении их изготавливают полыми с анкерами. При испарительном охлаждении — трубчатыми.

Отбойники служат для предотвращения смещения нагреваемых заготовок в поперечном направлении печи. Их изготавливают из труб. Поверхность отбойника, обращенная к нагреваемому металлу, защищена от истирания завариваемым прутком. При включении в систему испарительного охлаждения отбойники выделяют в самостоятельный контур.

Направляющий брус торца выдачи слитков при водяном и испарительном охлаждении конструктивно идентичен. Ввиду низких тепловых нагрузок на направляющие брусья их в систему испарительного охлаждения не включают.

Балки торца загрузки служат для поддержания свода. При водяном охлаждении их изготавливают полыми, при испарительном охлаждении балку делают трубчатой конструкции с набивкой огнеупорной массы .

Балка торца выдачи поддерживает свод. При водяном охлаждении ее изготавливают полой, при испарительном — трубчатой .

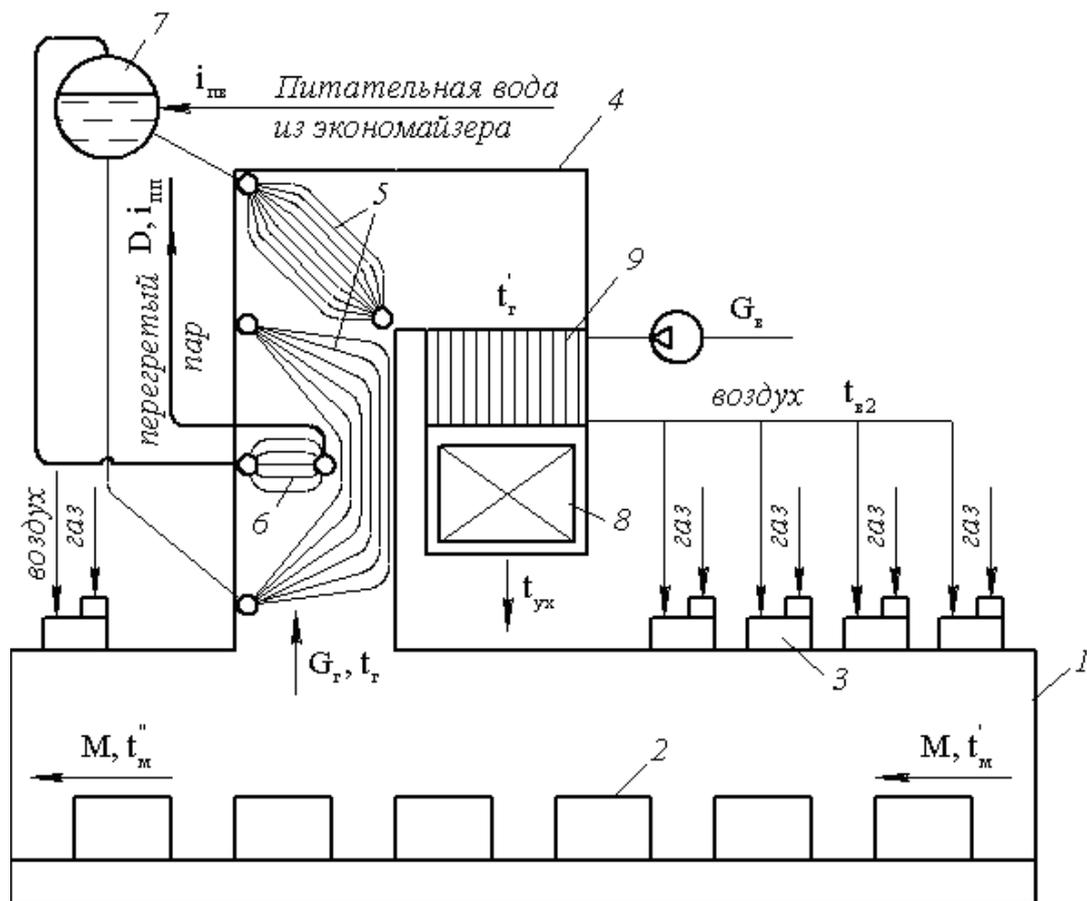
Горелки крупных печей применяют с охлаждаемыми головками. Их конструкция может быть однотипной при водяном и испарительном охлаждении.

Перечисленные выше охлаждаемые элементы методических нагревательных печей испытаны в работе на испарительном охлаждении при естественной циркуляции. Многолетний опыт эксплуатации свидетельствует о высокой их надежности при испарительном охлаждении.

В прокатном производстве энерготехнологическое комбинирование позволяет снизить удельные затраты топлива на нагрев единицы массы металла. Котел на отходящих продуктах сгорания (рис. 47) устанавливается на печи. Металлический воздухоподогреватель размещается за котлом. Система испарительного охлаждения печи включается в параллельный циркуляционный контур котла.

На рис. 49 показана схема энерготехнологического агрегата (ЭТА), предназначенного для нагрева металла перед прокаткой [8]. Теплоиспользующая котельная поверхность устанавливается над нагревательной печью непосредственно перед воздушным подогревателем. При этом открывается возможность повысить температуру газов на выходе из печи, что приводит к интенсификации нагрева металла; одновременно обеспечивается также надежная работа воздухоподогревателя.

Дополнительными преимуществами ЭТА являются снижение капитальных затрат при повышении эффективности работы в связи с ликвидацией подземных бортов большой протяженности, керамического рекуператора, отдельного здания для КУ. Имеется возможность более глубокого охлаждения газов в связи с установкой воздушного подогревателя в качестве замыкающей поверхности. Экономия топлива достигается за счет подогрева воздуха до высоких температур.



1 – проходная печь для нагрева металла; 2 – нагреваемый металл; 3 – газовые горелки; 4 – котел-утилизатор; 5 – испарительные поверхности нагрева; 6–пароперегреватель; 7–барaban; 8–водяной экономайзер; 9–воздухоподогреватель

Рисунок 49 - Схема ЭТА для нагрева металла и выработки энергетического пара:

Тепловой баланс печи имеет следующий вид:

$$M c_m t'_m + B Q_n^p + G_b c_b t_b = M c_m t''_m + G_r c_r t_r, \quad (B)$$

где M – массовое количество подогреваемого металла, кг/с;

G_r и G_b – расходы продуктов сгорания и воздуха соответственно, м³/с;

B – расход топлива на подогрев металла, м³/с;

Q_n^p - теплота сгорания газа, МДж/м³;

c_b, c_r, c_m - теплоемкости воздуха, газа, и металла соответственно, кДж/м³ и кДж/кг;

t_b – температура подогретого воздуха, °С;

t_r – температура продуктов сгорания на выходе из печи, °С;

t'_m, t''_m - температура металла на входе и на выходе из печи, °С.

Расходы продуктов сгорания и воздуха связаны с расходом топлива B соотношениями

$$G_r = BV_r = B[V_r^0 + (\alpha - 1)V^0]; G_b = B\alpha V^0,$$

где V^0 – теоретически необходимое количество воздуха, м³/м³;

V_r^0 – теоретический объем продуктов сгорания, м³/м³;

α – коэффициент избытка воздуха.

Подставляя указанные выражения в уравнение (в), получим выражение для расчета удельного расхода топлива на нагрев единицы массы металла

$$b = \frac{B}{M} = \frac{c_m(t''_m - t'_m)}{Q_H^p + \alpha V^0 c_d t_d - V_r c_r t_u}.$$

7 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВЭР

7.1 Экономия топлива за счет использования тепловых ВЭР

Экономия топлива зависит от направления использования тепловых ВЭР и схемы энергоснабжения предприятия, на котором они используются. При тепловом направлении использования тепловых ВЭР экономия топлива определяется расходом топлива в основных (замещаемых) энергетических установках на выработку такого же количества и тех же параметров тепловой энергии, что использовано за счет тепловых ВЭР.

Годовая экономия топлива при комплексном использовании тепловых ВЭР в раздельной схеме энергоснабжения (теплоснабжения от котельной):

$$B_p = (Q_{кэ}^{ВЭР} \cdot b_{кот} \cdot \Delta b_{тну}^p \cdot Q_{тну}^{ВЭР}) \cdot 10^{-3}, \text{ т у.т.}$$

где $Q_{кэ}^{ВЭР}$, $Q_{тну}^{ВЭР}$ – годовой отпуск теплоты в систему теплоснабжения, утилизируемой соответственно в контактном экономайзере и

теплонасосной установкой (ТНУ), ГДж;

$b_{\text{кот}}$ – удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии котельной, кг у.т./ГДж;

$\Delta b_{\text{тнү}}^{\text{P}}$ – удельная экономия топлива в энергосистеме при вытеснении ТНУ тепловой нагрузки котельной, кг у.т./ГДж.

Годовая экономия топлива при комплексном использовании ВЭР в комбинированной схеме энергоснабжения (теплоснабжение от ТЭЦ):

$$B_{\text{к}} = (Q_{\text{кэ}}^{\text{ВЭР}} \cdot b_{\text{кот}} + \Delta b_{\text{тнү}} \cdot Q_{\text{тнү}}^{\text{ВЭР}} - Q_{\text{кэ}}^{\text{ВЭР}} \cdot (b_{\text{кэс}}^{\text{ээ}} - b_{\text{т}}^{\text{ээ}}) \cdot W) \cdot 10^{-3}, \text{ т у.т.},$$

где $\Delta b_{\text{тнү}}$ – удельная экономия топлива в энергосистеме при вытеснении ТНУ тепловой нагрузки ТЭЦ, кг у.т./ГДж;

$b_{\text{кэс}}^{\text{ээ}}$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии принимается равным фактическому расходу топлива на замыкающей станции в энергосистеме за год, предшествующий составлению расчета, кг у.т./кВт ч;

$b_{\text{т}}^{\text{ээ}}$ – удельный расход топлива на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу, кг у.т./кВт ч;

W – удельная выработка электроэнергии по теплофикационному циклу, кВт ч/ГДж.

7.2 Определение экономической эффективности использования тепловых ВЭР

В общем случае при сроке ввода до 1 года приведенные затраты в систему утилизации:

$$Z_{\text{пр}} = K_{\text{д}}^{\text{ВЭР}} + I^{\text{ВЭР}},$$

где $K_{\text{д}}^{\text{ВЭР}}$ – дополнительные капиталовложения, связанные с использованием тепловых ВЭР;

$I^{\text{ВЭР}}$ – ежегодные издержки, связанные с использованием тепловых ВЭР.

В данном случае (при утилизации тепловых ВЭР среднего и высокого потенциала – в контактном поверхностном экономайзере, а низкочастотных – охлаждающей и оборотной воды – в

парокомпрессионных ТНУ) дополнительные капиталовложения, связанные с комплексным использованием тепловых ВЭР – капиталовложения соответственно в контактный поверхностный экономайзер, в ТНУ, в промежуточные теплообменники, в транзитную тепловую сеть, сетевую насосную установку и др.

Ежегодные издержки, связанные с комплексным использованием тепловых ВЭР (при одинаковых отчислениях на текущий ремонт и амортизацию всех элементов системы) составят:

$$I^{ВЭР} = f_{ар} \cdot K_{д}^{ВЭР} + I_{п} + I_{тп} - \mathcal{E}_т$$

Годовые издержки на перекачку воды в транзитной тепловой сети:

$$I_{п} = N_{сн} \cdot n \cdot C_{ээ}$$

Годовые издержки на теплопотери в транзитной тепловой сети:

$$I_{тп} = q_{н} \cdot Q_{год} \cdot 10^{-2} \cdot C_{тэ}$$

где $N_{сн}$ – установленная мощность сетевого насоса, кВт;

n – годовое число часов работы сетевого насоса, ч;

$q_{н}$ – нормативные годовые теплопотери в сети, %;

$Q_{год}^{ВЭР}$ – годовой отпуск теплоты за счет использования ВЭР, ГДж;

$C_{ээ}$ – тариф на электроэнергию грн./кВт ч;

$C_{тэ}$ – тариф за тепловую энергию, грн./ГДж.

Годовая экономия затрат на топливо, обусловленная использованием ВЭР в системе теплоснабжения:

$$\mathcal{E}_т = V_{эк} \cdot C_т, \text{ грн.}$$

где $V_{эк}$ – годовая экономия топлива при комплексном использовании ВЭР, т у.т.;

$C_т$ – стоимость 1 т у.т. уточняется на момент составления расчета

Срок окупаемости дополнительных капиталовложений:

$$T = K_{д}^{ВЭР} / (\mathcal{E}_т - f_{ар} \cdot K_{д}^{ВЭР} - I_{п} - I_{тп}), \text{ лет}$$

где $f_{ар}$ – ежегодные отчисления на ремонт и амортизацию соответственно контактного поверхностного экономайзера, ТНУ, промежуточных теплообменников, транзитной тепловой сети, сетевой насосной

установки;

$I_n, I_{тп}$ – годовые издержки на перекачку сетевой воды и теплопотери в транзитной тепловой сети;

$\mathcal{E}_т$ – годовая экономия затрат на топливо, обусловленная использованием ВЭР в системе теплоснабжения.

8 СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплотехника металлургического производства. Т. 2. Конструкция и работа печей: Учебное пособие для вузов /Кривандин В.А., Белоусов В.В., Сборщиков Г.С. и др. – М.: МИСИС, 2001. – 736с.
2. Куперман Л.И. Вторичные энергетические ресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности/ Л.И. Куперман, С.А. Романовский, Л.Н. Сидельковский. Киев: Вища школа, 1986. - 303 с.
3. Утилизация избыточного тепла при совмещенном процессе термической подготовки шихты и тушения кокса/Б.И. Бабанин [и др.]/Кокс и химия. 1988. С.17-20.
4. Семененко Н.А. Вторичные энергоресурсы промышленности и энерготехнологическое комбинирование.-М.: Энергоатомиздат, 1985, 304с.
5. Михайлов В.В. “Рационально использовать энергетические ресурсы”, Москва, 1980г.
6. Мучник Д.А. Теория и техника охлаждения кокса/ Д.А. Мучник, Ю.С. Постыльник. Киев: Вища школа, 1979.
7. Гольстрем В.А., Кузнецов Ю.Л. “Справочник по экономии топливно-энергетических ресурсов” – К.: Техника 1985г., 383с.
8. 5. Петкин А.М. “Экономия энергоресурсов: резервы и факторы эффективности”, 1982г.
9. Андоньев С.М. Испарительное охлаждение металлургических печей. – М.:Металлургия, 1973, 265с.
10. Филимонов Ю.П., Старк С.Б., Морозов В.А. Металлургическая теплотехника. –М.: Metallurgy, 1974, 520 с.

Приложение А

Термины и определения МИРЭС по вопросам энерго- и ресурсосбережения

1. Общие термины.

Энергосбережение (energy conservation) – комплекс мер или действий, предпринимаемых для обеспечения более эффективного использования энергетических ресурсов, например, мероприятия, направленные на достижение экономии топлива и энергии, рациональное их использование, замещение дефицитных и дорогих энергоресурсов и энергоносителей другими, более доступными и дешевыми (замена нефти углем, нетрадиционными возобновляемыми источниками энергии и т.д.).

Экономия энергии (energy saving) – результаты реализации мер, принимаемых в целях снижения непроизводительных потерь топлива, электроэнергии, теплоты, механической энергии. Меры могут носить пассивный (например, теплоизоляция), активный (утилизация сбросной теплоты или полезное использование попутного нефтяного газа) или организационный (замена одного вида транспорта другим, более эффективным в энергетическом отношении) характер.

Рациональное использование энергии (rational use of energy) – расходование энергии потребителями наиболее подходящим путем для достижения экономических выгод с учетом социальных, политических, финансовых ограничений, требований по охране окружающей среды и т. д. Термин не равнозначен термину «экономия энергии».

Энергоемкость (energy content) – количество энергии, которая была потреблена (прямо или косвенно) при производстве продукции или выполнении работы (измеряется соответственно в местах выпуска продукции и выполнения работы).

Примечания: Количество энергии определяется в расчете на единицу произведенной продукции (машины, тонны материала и т.д.).

Термин «энергоемкость» все более широко используется в качестве показателя удельного расхода энергии в расчете на денежную единицу (национального дохода, стоимость выпущенной продукции и т.д.).

Энергетическая цепочка (energy chain) – характеризует поток энергии от добычи (производства) первичного энергоресурса до конечного использования энергии. Преобразование одной формы энергии в другую включает одно или несколько звеньев энергетической цепочки.

Используется также термин **энергетический каскад (energy cascade)**, который определяется как энергетический поток, используемый постепенно в двух или большем числе технологических процессов таким образом, что остаточная энергия после завершения одного технологического процесса поступает для использования в последующих процессе или процессах с целью достижения оптимальной эффективности использования энергии.

Удельные затраты на экономию энергии (specific cost of energy saving) – затраты, необходимые для реализации мер по экономии единицы энергии в год без нежелательного изменения количества или качества выпускаемой продукции. Термин применяется, например, при расчете прибыли.

2. Пассивная экономия энергии.

Теплоизоляция (thermal insulation) – защита жилых и общественных зданий, тепловых промышленных установок, трубопроводов от нежелательного теплового обмена с окружающей средой для снижения потерь теплоты. Термин «теплоизоляция» может быть применим также в том случае, когда теплоизолирующие материалы используются для предотвращения потерь холода из холодильных камер или, что то же самое, поступления теплоты в них.

Теплопроводность (thermal conductivity) – один из видов теплообмена, при котором происходит перенос энергии в форме теплоты в неравномерно нагретой среде. Этот вид теплообмена имеет атомно-молекулярный характер (не связан с макроскопическим движением среды). В газах перенос энергии теплопроводностью осуществляется хаотически движущимися молекулами, в металлах – в основном электронами проводимости, в диэлектриках – за счет

связанных колебаний частиц, образующих кристаллическую решетку. Этот термин является одним из показателей уровня теплоизоляции.

Теплопередача (thermal transmittance) – теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку или через поверхность раздела между ними. Интенсивность теплопередачи характеризуется коэффициентом теплопередачи.

Побочная термодинамическая эффективность (insidental heat gain) – общее количество теплоты, получаемой зданием от солнечного излучения и от любого другого источника теплоты, например от осветительных приборов, людей, находящихся внутри здания, и т.д. Термин используется при оценке энергетической эффективности зданий. Побочная термодинамическая эффективность может обеспечить экономию топлива и энергии только при условии, если отопительная система здания оснащена автоматизированной системой регулирования внутренней температуры.

Энергоэкономичное здание (low-energy building) – здание, спроектированное таким образом, чтобы энергетические потребности на нужды отопления, кондиционирования воздуха, освещения и горячего водоснабжения удовлетворялись при минимальном использовании покупной энергии, т.е. здание, которое может эксплуатироваться при минимальных затратах на энергию.

3. Активная экономия энергии применительно к действующим энергетическим и энергопотребляющим установкам.

Запрограммированное управление отоплением и кондиционированием воздуха (programme controlled heating and air-conditioning) – автоматическое управление системой отопления и кондиционирования воздуха в здании в соответствии с программой, заранее разработанной таким образом, чтобы люди в здании находились в необходимых комфортных условиях при минимальных энергетических затратах, а во время отсутствия людей в здании нагрузки на установки по отоплению и кондиционированию воздуха автоматически снижались.

Регулирование нагрузки (load control) – любой метод регулирования нагрузки потребительских установок, особенно в периоды прохождения максимумов нагрузки в энергосистемах. Для контроля за регулированием применяют специальные приборы, например тепломеры, счетчики нагрузки в пиковые периоды; используются также специальные тарифы и контракты, допускающие перерывы или ограничения в снабжении электроэнергией. Иногда регулирование нагрузки достигается за счет обеспечения аккумуляции электроэнергии и теплоты, вырабатываемой в течение внепиковых периодов и поступающей к потребителю во время прохождения пика нагрузки. Возможно и сочетание этих и ряда других методов.

4. Активная экономия энергии с помощью дополнительных элементов оборудования, использования вторичного сырья, утилизации вторичных энергоресурсов на действующих энергетических и энергопотребляющих установках.

Возврат конденсата (condensate return) – процесс и соответствующее устройство или оборудование для сбора воды, образовавшейся в результате конденсации пара, использованного для производства электроэнергии, в технологическом процессе, отоплении и т.д., и для возврата ее в котел в качестве питательной воды.

Регенерация энергии (energy recovery) – использование остаточной энергии после завершения конкретного процесса в том же самом процессе.

Регенерация сбросной теплоты (waste heat recovery) – утилизация (практическое применение) той части теплоты, которая была выработана для конкретного процесса, но не была потреблена в нем, оставаясь при этом полезной теплотой.

Регенерация механической энергии (mechanical recovery) – преобразование в полезную форму энергии неиспользуемой части механической энергии, т.е. той ее части, которая без принятия специальных мер была бы потеряна. Примером регенерации механической энергии является

установка на магистральных газопроводах и на распределительных газовых сетях турбодетандеров взамен редуционных клапанов.

Теплообменник (heat exchanger) или теплообменный аппарат – вид оборудования, предназначенного для передачи теплоты от среды с более высокой температурой (греющее тело – теплоноситель) к среде с более низкой температурой (нагреваемое тело). Теплообменники делятся на **рекуперативные, регенеративные и смесительные**. В рекуперативных теплообменниках теплота от нагреваемого вещества к охлаждаемому передается через разделяющую их стенку (паровые котлы, воздухо- и водоподогреватели, конденсаторы и др.). В регенеративных теплообменниках одна и та же поверхность нагрева омывается попеременно то нагреваемым, то охлаждаемым веществом (регенераторы мартеновских и стеклоплавильных печей, регенеративные воздухоподогреватели доменных печей и котельных агрегатов). В смесительных теплообменниках теплота передается при непосредственном контакте охлаждаемого и нагреваемого веществ (башенные охладители – градирни, скрубберы, дегазаторы и т. п.). К числу теплообменных аппаратов относятся тепловые трубы.

Повторное использование материалов (materials recycling) – извлечение из отходов производства, быта и торговли вторичных материалов и возврат их в производство с целью снижения расхода сырья, энергии и финансовых средств по сравнению с производством продукции из сырьевых материалов.

Отходы (refuse, waste) – материал, неиспользованный ввиду того, что в данный момент он имеет непосредственной ценности, или материал, оставшийся после завершения технологического процесса или отдельной производственной операции. Такие материалы могут быть в виде сельскохозяйственных (органические вещества), промышленных (черные или цветные металлы, стекло, пластмасса и т. п.) или бытовых (твердые и жидкие городские отходы) отходов.

За последние годы в связи с ростом цен на органическое топливо во многих странах все шире практикуется производство **топливо из отходов (refuse-derived fuel)**, т.е. топлива, сырьем для производства которого служат отходы (метан из сельскохозяйственных отходов, жидкое топливо из резиновых отходов, твердые топлива из органических отходов). В случае отсутствия возможности утилизации их непосредственно сжигают в топках, сконструированных для этих целей. Золу и шлаки, образовавшиеся в результате **сжигания отходов (incineration of refuse)**, используют для производства удобрений, при сооружении дорог или для производства строительных материалов (шлакоблоки и т.д.), пищевых добавок в животноводстве.

5. Экономия энергии, достигаемая в результате организационных изменений и внедрения новых систем.

Замещение (substitution) – использование установки, процесса, продукции или услуг, требующих меньше энергии для работы или изготовления продукции, чем применявшиеся на практике, без ухудшения качественных характеристик производимых изделий или услуг (первое значение); использование в конкретном технологическом процессе или услуге вместо традиционно применяемого энергоносителя любого другого, если это замещение имеет преимущества или оно необходимо по экономическим, техническим условиям энергоснабжения (второе значение). Оба эти случая в определенных условиях могут потребовать при замещении большего количества энергии, но менее дорогой, более доступной или с меньшей глубиной переработки (например, сжигание исходного бурого угля вместо производимых на его основе брикетов).

В развитых странах широкое распространение получили системы для децентрализованного снабжения комплекса зданий, отдельного промышленного или торгового предприятия электроэнергией, теплотой и холодом; при этом их выработка и поставка потребителям базируются на поступлении в систему лишь одного вида энергоресурса. В настоящее время в

качестве энергоресурса для таких **комплексных энергетических систем (total energy system)** в основном используют природный газ или мазут.

Теплоэлектроцентральный (combined heat and power station или cogeneration plant) – тепловая электростанция, вырабатывающая и отпускающая потребителям одновременно электрическую энергию и теплоту. На теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) устанавливают преимущественно теплофикационные турбины. Используемый на ТЭЦ комбинированный цикл одновременного производства электроэнергии и теплоты позволяет по сравнению с раздельной их выработкой значительно повысить эффективность использования топлива, увеличить КПД электростанции, снизить себестоимость вырабатываемой энергии. Согласно МИРЭС ТЭЦ – это тепловая электростанция, в которой весь пар, выработанный в котельных установках, проходит через турбоагрегаты, для производства электроэнергии и в которой предусмотрена возможность использования для теплоснабжения и для технологических процессов как отработавшего пара, поступающего из выхлопного патрубка, так и более высокопотенциального пара, отбираемого из промежуточных отборов турбины. И электроэнергия, и теплота, вырабатываемые на ТЭЦ, являются основными видами продукции, при этом каждый из них дополняет друг друга. Соотношение в уровнях производства электроэнергии и теплоты может регулироваться в зависимости от потребности в них.

За последние годы, особенно в западных странах, получили распространение установки по комбинированному производству электроэнергии и теплоты, оборудованные газовыми турбинами или двигателями внутреннего сгорания, используемыми в качестве приводов электрогенераторов. В этих установках на базе теплоты горячих выхлопных газов с помощью теплообменников производится пар или горячая вода для теплоснабжения. Однако в данном случае теплота является не основным, а побочным продуктом установки.

6. Тепловые насосы и отопительные теплонасосные системы.

Тепловой насос (heat pump) – машина, позволяющая осуществлять передачу теплоты от менее нагретого тела (окружающей среды – воздуха, грунтовых вод, грунта, вентиляционных выбросов и т.д.) к более нагретому телу, повышая его температуру и затрачивая при этом некоторое количество механической энергии. Процессы, происходящие в тепловом насосе, обратны процессам, осуществляемым рабочим телом в холодильной машине. Предельный теоретический цикл теплового насоса – обратный цикл Карно.

Теплонасосная установка (heat pump plant) состоит из теплового насоса, установки для отбора теплоты от ее источника и другого оборудования.

Отопительная теплонасосная система (heat pump heating system) – система теплоснабжения, основным элементом которой наряду с распределительной системой теплоты является тепловой насос; в систему может также входить аккумулятор теплоты и резервный источник ее получения.

В зависимости от источника теплоты и используемого теплоносителя тепловые насосы и отопительные теплонасосные системы классифицируются следующим образом: воздух-воздух, воздух-вода, вода-воздух, вода-вода, грунт-воздух, грунт-вода.

7. Прочие термины (приводятся лишь некоторые термины, прямо или косвенно относящиеся к энергосбережению и имеющие также широкое распространение в других сферах энергетического хозяйства).

Энергетический ресурс (energy resource) – запасы энергии, которые при данном уровне техники могут быть использованы для энергоснабжения.

Первичный энергоресурс (primary energy resource) – энергоресурс (сырая нефть, природный газ, уголь, горючие сланцы, ядерная энергия, гидроэнергия, геотермальная, солнечная, ветровая энергия и т.д.), который не был подвергнут какой-либо переработке или преобразованию.

Энергоноситель (energy carrier) – ресурс, непосредственно используемый на стадии конечного потребления, предварительно

облагороженный, переработанный, преобразованный, а также природный энергетический ресурс, потребляемый на этой стадии.

Подведенный энергетический ресурс (energy resource supplied) – энергетический ресурс, подведенный к энергетической установке для переработки, преобразования, транспорта или использования.

Подведенная (конечная) энергия (final energy или energy supplied) – энергия, подведенная к потребителю перед ее конечным преобразованием в полезную работу (т.е. перед конечным ее использованием), или количество энергии в подведенном энергетическом ресурсе или энергоносителе.

Полезная энергия (useful energy) – часть подведенной к потребителю энергии, которая выполнила полезную работу в процессе конечного преобразования, или количество энергии, теоретически необходимой для осуществления тех или иных энергетических процессов.

Источники энергии (source of energy) – источники, из которых может быть получена полезная энергия непосредственно или путем процесса преобразования или переработки.

Преобразование энергии (energy conversion, energy transformation) терминологически имеет два значения. Первое из них означает преобразование или производство энергии без изменения физического состояния формы энергии (например, кокс из угля). Второе означает преобразование или производство энергии, включающее физическое изменение состояния формы энергии (например, ожижение или газификация угля).

Утилизация энергии (energy utilization) – получение полезной энергии из подведенной (конечной) энергии.

Формы энергии (forms of energy) – термин, применимый к твердым, жидким и газообразным топливам и всем видам энергии: ядерной, электрической, солнечной, энергии биомассы и др.

Использованная энергия (used energy) – количество энергии, непосредственно участвовавшей в проведении того или иного процесса (может отличаться от вида подведенной энергии).

Энергетическая технология (energy technology) – та область технологии, которая связана с производством, преобразованием, аккумулярованием, распределением и использованием энергии.

Потери на преобразование (transformation losses, conversion losses) – разница между энергией, поступившей в установку по преобразованию, и энергией на выходе из нее.

Потери при транспортировке и распределении энергоресурсов (transport and distribution losses of energy) – потери энергоресурсов, связанные с транспортировкой, передачей и распределением (в основном электроэнергии, угля, нефти, природного газа, теплоты и сжатого воздуха), которые имеют место на пути от производителя энергоресурсов до приемного пункта конечного потребителя.

Коэффициент полезного использования первичных энергоресурсов (coefficient of useful consumption of primary energy resources) – отношение подведенной (конечной) энергии ко всему объему первичных энергоресурсов, поступивших в приходную часть энергетического баланса.

Потери энергии у потребителя (consumer energy losses) – разность между подведенной и полезной энергией.

Энергетический баланс (energy balance) – система показателей, характеризующих процесс преобразования энергии или снабжения потребителей и отражающих равенство подведенной энергии, с одной стороны, и суммы полезной энергии и ее потерь с другой.

Энергетический баланс разбрасывается для отдельных района, страны, предприятия (топливно-энергетический баланс), вида энергоресурса или энергоносителя, для определенного периода времени.

Энергоресурсы, имеющиеся в наличии для конечного потребления (energy available for final consumption) – энергоресурсы, поступившие в распоряжение конечного потребителя.

Они представляют собой сумму потребления энергоресурсов для энергетических и неэнергетических целей.

Конечное потребление энергии (final energy consumption) – энергоресурсы, потребленные конечным потребителем в энергетических целях (сюда не входит потребление энергоресурсов в энергетическом секторе).

Потребление энергоресурсов на собственные нужды топливно- и энергоснабжающих предприятий (self consumption by energy industries) - потребление на собственные нужды энергоресурсов и их производителями и предприятиями после их преобразования и переработки.

В этом случае может потребляться либо покупная энергия, либо энергия, производимая самим предприятием. Под этим термином подразумевается также разница между поступившей и выработанной электроэнергией гидроаккумулирующей электростанцией.

Использование энергии (energy use) – применение первичных и (или) преобразованных энергоресурсов для производства полезной энергии. Использование энергии подразделяется по направлениям (в промышленности, сельском хозяйстве, транспорте, жилищно-коммунальном хозяйстве, быту и т.д.), по назначению (для освещения, теплоснабжения, привода и т.д.).

Потребление энергоресурсов (energy consumption) – использование энергоресурсов для производства преобразованных энергоносителей или полезной энергии. При этом в каждом случае должно указываться, какие энергоресурсы используются: первичные, подведенные или полезные.

Удельное энергопотребление (unit energy consumption или specific energy consumption) – первое значение – потребление энергии в расчете на одного абонента, одного жителя, на единицу оборудования или прибора; второе значение – удельное потребление энергии в расчете на производство единицы продукции и на денежную единицу.

Приложение Б

Методические указания к расчетной работе №1 «Використовування теплоти продуктів згоряння (ВЕР) нагрівальної методичної печі»

Мета роботи

1. Визначити теплову потужність ВЕР, теплоту продуктів згоряння, паливної нагнітальної методичної печі.
2. Оцінити ступінь використання ВЕР на окремих етапах і в цілому по схемі.
3. Розрахувати об'єми виробництва товарної електричної і теплової енергії.

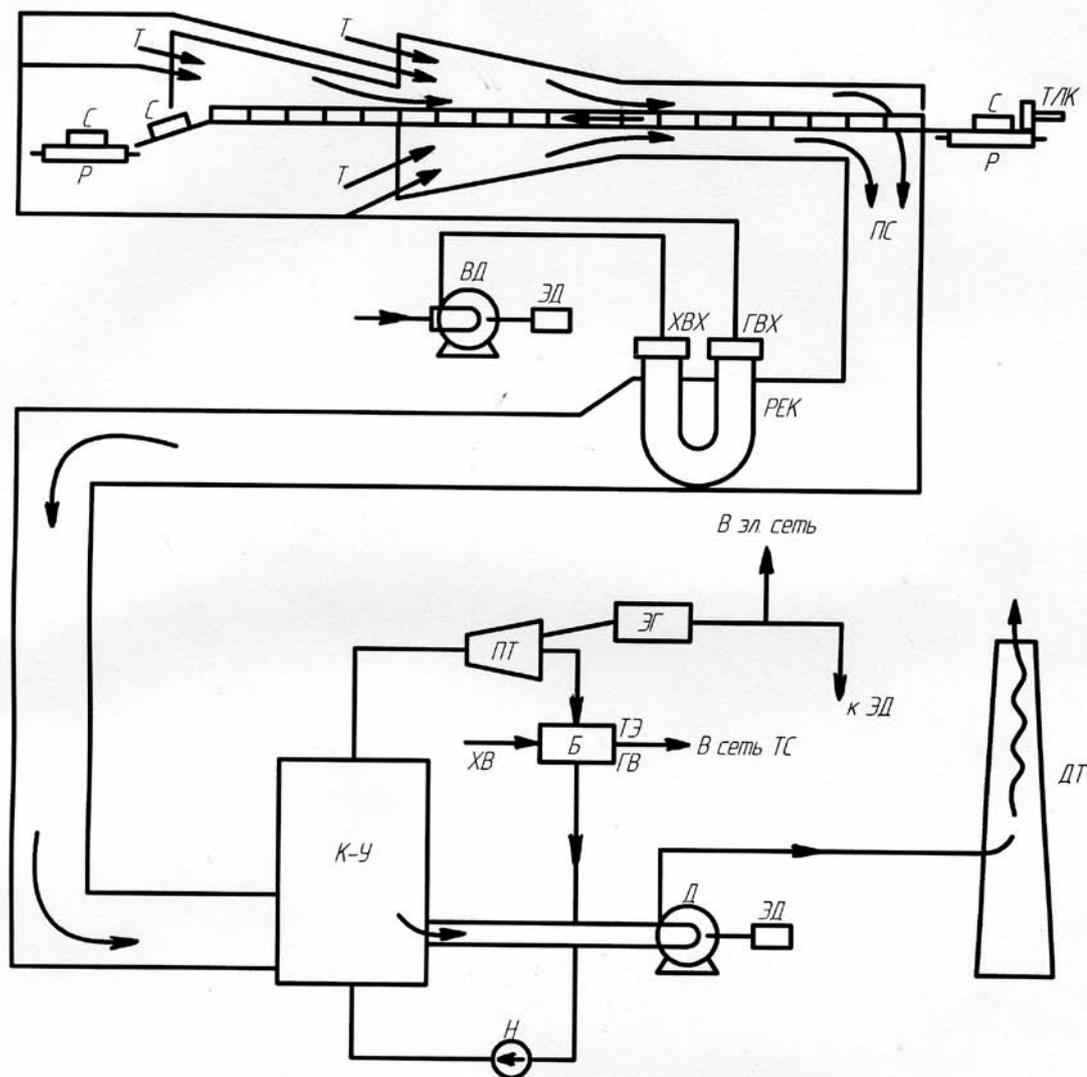
Опис схеми ВЕР

Схема використання ВЕР продуктів згоряння, що йдуть, приведена на рис.50. Методична піч для нагріву слябів МНЛЗ перед прокаткою складається з методичної (не опалювальної), зварювальної з верхнім і нижнім опалюванням і томильної з одностороннім опалюванням. Холодний сляб по рольгангу подається до столу завантаження, звідки заштовхується штовхачем в методичну зону печі. При цьому вся садка металу переміщається на ширину сляба, а останній (гарячий) сляб виштовхується з печі і по склизу передається на рольганг прокатного стану.

Рух гріючих газів (продуктів згоряння палива) і металу (слябів), що нагрівається, відбувається в протитечії. Що йдуть з методичної зони печі гази при температурі 800–1000°C є вторинними енергетичними ресурсами, які і використовуються по схемі на рис.50.

В методичній печі з нижнім опалюванням садка розташовується на охолоджуваних черевих трубах і якщо застосовується випарне охолодження, то використовується ВЕР охолоджуючого середовища для

отримання пари. Таким чином, в печі використовується два типи ВЕР: газу, що йдуть і випарне охолодження.



Т – топливо, С – сляб, ТЛК – штовхач, Р – рольганг, ПС – продукты згоряння, що відходять, РЕК – рекуператор, ХВХ – холодне повітря, ГВХ – гаряче повітря, ВД – вентилятор дуттєвий, ЭД – електродвигун, К-У – котел-утилізатор, Д – димосос, ДТ – димар, ПТ – парова турбина, Б – бойлер-конденсатор, Н – насос, ХВ – холодна вода, ГВ – гаряча вода, ТЭ – тепла енергія гарячої води, ТС – теплопостачання, ЭГ – електрогенератор, ЭЭ – електрична енергія.

Рисунок 50 – Схема використання теплоти продуктів згоряння (ВЕР) нагрівальної методичної печі.

ВЕР газів, що йдуть, використовується в два етапи: в рекуператорі і котлі–утилізаторі. На I етапі за рахунок ВЕР в рекуператорі холодне повітря, що подається вентилятором, підігрівається, а гаряче повітря подається до пальників томильної зони печі і до пальників верхньої і нижньої зварювальних зон.

Газ (продукти згоряння), що йде, в рекуператорі охолоджуються до 500–700°C. На II етапі за рахунок ВЕР в котлі–утилізаторі виробляється пара енергетичних параметрів ($p > 3,9$ МПа), що використовуються в паровій турбіні з протитиском. Парова турбіна приводить в дію електрогенератор, а вироблена електроенергія використовується для приводу нагнітачів (вентилятора, димососа, насосів) і інших потреб. Залишок електроенергії може бути товарним і передаватися в електричну сіть. Відпрацьована пара при тиску вище атмосферного і температурі більш 100°C конденсується і охолоджується в бойлері, а теплота конденсації і охолодження використовується для нагріву мережної води системи теплопостачання. Частина теплової енергії гарячої води може бути товарною.

Після котла–утилізатора гази (продукти згоряння) охолоджені до температури 120–200°C поступають в димосос, який долає аеродинамічні опори на шляху методичної зони печі, тобто всі етапи використання ВЕР, і викидає ці гази в атмосферу через димар.

Методика і послідовність розрахунку

1. Визначення витрати палива

$$V = \frac{M}{Q_n^p}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де M – теплова потужність печі, МВт;

Q_n^p - теплота згоряння палива.

2. Розрахунок горіння палива – проводимо по спрощеним (емпіричним) формулам.

2.1 Теоретична кількість повітря для природно-доменної суміші газів $Q_n^p < 12 \text{ МДж/м}^3$:

$$L_0 = 0,24 \cdot Q_n^p - 0,2, \text{ м}^3/\text{м}^3$$

- дійсна кількість повітря

$$L_\partial = \alpha \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3$$

- вихід продуктів згоряння

$$V_\partial = 0,225 \cdot Q_n^p + 0,765 + (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3$$

2.2 Теоретична кількість повітря для природно-доменної суміші газів $Q_n^p > 12 \text{ МДж/м}^3$:

$$L_0 = 0,26 \cdot Q_n^p - 0,25, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_\partial = 0,27 \cdot Q_n^p + 0,25 + (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

2.3 Теоретична кількість повітря для коксодоменної суміші газів

$$L_0 = 0,24 \cdot Q_n^p - 0,2, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_\partial = 0,225 \cdot Q_n^p + 0,765 + (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3 Визначення теплової потужності продуктів згоряння, що йдуть з печі $Q_{ВЭР.1}$.

$$Q_{ВЭР.1} = B \cdot V_\partial \cdot c_\partial \cdot t_{yx}, \text{ Вт, МВт}$$

Теплоємність продуктів згоряння c_∂ визначається інтерполяцією по таблиці 2.

4. Розрахунок теплової потужності ВЕР, використаних в рекуператорі на підогрів повітря

$$Q_{рек} = B \cdot L_\partial \cdot c_\partial \cdot (t_{\partial вх} - t_{\partial вх}),$$

де $t_{\partial вх}$ й $t_{\partial вх}$ – температура повітря до і після рекуператора °С.

c_∂ – теплоємність повітря, Дж/(м³К).

5. Коефіцієнт внутрішнього використання ВЕР (на першому етапі)

$$\eta_1 = \frac{Q_{рек}}{Q_{ВЭР.1}}$$

6. Визначення теплової потужності ВЕР перед котлом–утилізатором (на другому етапі використання)

$$Q_{ВЭР.2} = (Q_{ВЭР.1} - Q_{рек}) \cdot 0,98,$$

де 0,98 – коефіцієнт, що враховує теплові втрати на ділянці від печі до котла-утилізатора (К-У).

7. Розрахунок температури продуктів згоряння перед котлом-утилізатором $t_{ку-н}$

$$Q_{ВЭР.2} = B \cdot V_d \cdot c_d \cdot t_{ку-н},$$

звідки

$$i_{ку-н} = c_d \cdot t_{ку-н} = \frac{Q_{ВЭР.2}}{B \cdot V_d}.$$

8. Теплова потужність ВЕР, використана в котлі-утилізаторі

$$Q_{КУ} = B \cdot V_d \cdot (c_{д.н} \cdot t_{ку-н} - c_{д.к} \cdot t_{ку-к}) \cdot 0,98,$$

де $t_{ку-к}$ – температура продуктів згоряння після К-У.

9. Використовування ВЕР в паровій турбіні для вироблення електроенергії

$$Q_э = \eta_{nm} \cdot Q_{КУ}$$

10. Використовування ВЕР в бойлері-конденсаторі для вироблення теплової енергії (теплопостачання)

$$Q_m = \eta_B \cdot Q_{КУ}$$

11. Коефіцієнт використання ВЕР на другому етапі

$$\eta_2 = \frac{Q_э + Q_m}{Q_{ВЭР.2}}$$

12. Загальний коефіцієнт використання ВЕР

$$\eta_{ВЭР} = \frac{Q_{рек} + Q_э + Q_m}{Q_{ВЭР.1}}$$

13. Визначення потужності вентилятора

$$N_B = \frac{L_д \cdot B \cdot P_B}{\eta_B} \cdot \frac{273 + t_{хвх}}{273}, \text{ Вт, кВт, МВт,}$$

де $[P]=\text{Па}$, η_B - ККД вентилятора.

14. Визначення потужності димососа

$$N_D = \frac{V_d \cdot B \cdot P_D}{\eta_D} \cdot \frac{273 + t_{\text{кв-к}}}{273}, \text{ Вт, кВт, МВт}$$

де $[P]=\text{Па}$, η_D - ККД димососа.

15. Загальна електрична потужність тягодуттєвих засобів порівняно з виробленням електроенергії

$$N = N_B + N_o, \text{ МВт}$$

$$N < Q_o$$

Потужність товарної електроенергії

$$Q_{o.\text{тов}} = Q_o - N, \text{ МВт}$$

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Дані (Варіанти завдання для розрахунку наведені у таблиці 1):

$Q_H^p = 12,5 \text{ МДж/м}^3$, коксодоменна суміш

$t_{yx} = 920^\circ\text{C}$

$t_{\text{ГВХ}} = 380^\circ\text{C}$

$t_{\text{кв-к}} = 160^\circ\text{C}$

$t_{\text{ХВХ}} = 15^\circ\text{C}$

$M = 61 \text{ МВт}$

$\eta_{nm} = 0,38$

$\eta_B = 0,55$

$\alpha = 1,05 - 1,10$ (для всіх)

$P_{\text{ВД}} = 300 \text{ мм.в.ст.}$

$P_D = 200 \text{ мм.в.ст.}$

$\eta_B = \eta_D = 0,6 - 0,7$ (для всіх)

Методика і послідовність розрахунку

1. Визначення витрати палива

$$B = \frac{M}{Q_n^p}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де M – теплова потужність печі, МВт;

Q_n^p - теплота згоряння палива.

$$B = \frac{61}{12,5} = 4,88, \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Розрахунок горіння палива – проводимо по спрощеним (емпіричним) формулам

- теоретична кількість повітря

$$L_0 = 0,24 \cdot Q_n^p - 0,2, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$L_0 = 0,24 \cdot 12,5 - 0,2 = 2,8, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

- дійсна кількість повітря

$$L_d = \alpha \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$L_d = 1,07 \cdot 2,8 = 2,996, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

- вихід продуктів згоряння

$$V_d = 0,225 \cdot Q_n^p + 0,765 + (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_d = 0,225 \cdot 12,5 + 0,765 + (1,07 - 1,00) \cdot 2,8 = 3,773, \text{ м}^3/\text{м}^3$$

3. Визначення теплової потужності продуктів згоряння, що йдуть з печі

$Q_{ВЭР.1}$.

$$Q_{ВЭР.1} = B \cdot V_d \cdot c_d \cdot t_{yx}, \text{ Вт, МВт}$$

Теплоємність продуктів згоряння c_d визначається інтерполяцією по таблиці 2.

$$\begin{aligned} c_d(920) &= c_d(900) + (c_{d(1000)} - c_{d(900)}) \cdot \frac{920 - 900}{1000 - 900} = \\ &= 1,676 + (1,696 - 1,676) \cdot \frac{20}{100} = 1,684 \text{ кДж}/(\text{м}^3\text{К}) \end{aligned}$$

Теплова потужність продуктів згоряння, що йдуть з печі $Q_{ВЭР.1}$.

$$Q_{ВЭР.1} = 4,88 \cdot 3,773 \cdot 1684 \cdot 920 = 28,526 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 28,526 \text{ МВт}.$$

4. Розрахунок теплової потужності ВЕР, використаних в рекуператорі на підігрів повітря

$$Q_{рек} = B \cdot L_{\theta} \cdot c_{\theta} \cdot (t_{звх} - t_{хвх}),$$

де $t_{хвх}$ і $t_{звх}$ – температура повітря до і після рекуператора, °С.

c_B – теплоємність повітря, Дж/(м³К).

$$\begin{aligned} c_B &= c_B(300) + (c_{B(400)} - c_{B(300)}) \cdot \frac{380 - 300}{400 - 300} = \\ &= 1,347 + (1,378 - 1,347) \cdot \frac{80}{100} = 1,372 \text{ кДж/(м}^3\text{К)} \end{aligned}$$

$$Q_{рек} = 4,88 \cdot 2,996 \cdot 1372 \cdot (380 - 15) = 7,322 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 7,322 \text{ МВт}.$$

5. Коефіцієнт внутрішнього використання ВЕР (на першому етапі)

$$\eta_1 = \frac{Q_{рек}}{Q_{ВЭР.1}},$$

$$\eta_1 = \frac{7,322}{28,526} = 0,257.$$

6. Визначення теплової потужності ВЕР перед котлом–утилізатором (на другому етапі використання)

$$Q_{ВЭР.2} = (Q_{ВЭР.1} - Q_{рек}) \cdot 0,98,$$

$$Q_{ВЭР.2} = (28,526 - 7,322) \cdot 0,98 = 20,780 \text{ МВт}.$$

7. Розрахунок температури продуктів згоряння перед котлом–утилізатором $t_{ку-н}$.

$$Q_{ВЭР.2} = B \cdot V_d \cdot c_d \cdot t_{ку-н},$$

звідки

$$t_{ку-н} = c_d \cdot t_{ку-н} = \frac{Q_{ВЭР.2}}{B \cdot V_d}.$$

Ентальпія

$$i_{\text{ку-н}} = \frac{20,780 \cdot 10^6}{4,88 \cdot 3,773} = 1,128 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3.$$

По таблиці 2 приймаємо орієнтовно $t'_{\text{ку-н}} = 700^\circ\text{C}$.

Тоді $c_d = 1,627 \text{ кДж/(м}^3\text{К)}$, а температура $t_{\text{ку-н}} = \frac{1,128 \cdot 10^6}{1627} = 693^\circ\text{C}$.

Якщо $\frac{t'-t}{t} \cdot 100 > 2\%$, робиться наступне наближення.

8. Теплова потужність ВЕР, використана в котлі-утилізаторі

$$Q_{\text{КУ}} = V \cdot V_d \cdot (c_{\text{д.н}} \cdot t_{\text{ку-н}} - c_{\text{д.к}} \cdot t_{\text{ку-к}}) \cdot 0,98.$$

Теплоємність продуктів згоряння:

$$\begin{aligned} c_{\text{д.н}}(693) &= c(600) + (c_{700} - c_{600}) \cdot \frac{693 - 600}{700 - 600} = \\ &= 1,596 + (1,627 - 1,596) \cdot \frac{93}{100} = 1,624 \text{ кДж/(м}^3\text{К)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{\text{д.к}}(160) &= c(100) + (c_{200} - c_{100}) \cdot \frac{160 - 100}{200 - 100} = \\ &= 1,446 + (1,466 - 1,446) \cdot \frac{60}{100} = 1,458 \text{ кДж/(м}^3\text{К)} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{КУ}} = 4,88 \cdot 3,773 \cdot (1624 \cdot 693 - 1458 \cdot 160) \cdot 0,98 = 16,10 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 16,10 \text{ МВт}.$$

Використовування ВЕР в паровій турбіні для вироблення електроенергії

$$Q_{\text{э}} = \eta_{\text{тм}} \cdot Q_{\text{КУ}}$$

9. Використовування ВЕР в паровій турбіні для вироблення електроенергії

$$Q_{\text{э}} = \eta_{\text{тм}} \cdot Q_{\text{КУ}},$$

$$Q_{\text{э}} = 0,38 \cdot 16,1 = 6,11 \text{ МВт}.$$

10. Використовування ВЕР в бойлері-конденсаторі для вироблення теплової енергії (теплопостачання)

$$Q_{\text{т}} = \eta_{\text{Б}} \cdot Q_{\text{КУ}},$$

$$Q_{\text{т}} = 0,55 \cdot 16,1 = 8,85 \text{ МВт}.$$

11. Коефіцієнт використання ВЕР на другому етапі

$$\eta_2 = \frac{Q_3 + Q_m}{Q_{ВЭР.2}},$$
$$\eta_2 = \frac{6,11 + 8,85}{20,780} = 0,72.$$

12. Загальний коефіцієнт використання ВЕР

$$\eta_{ВЭР} = \frac{Q_{рек} + Q_3 + Q_m}{Q_{ВЭР.1}}$$
$$\eta_{ВЭР} = \frac{7,322 + 6,11 + 8,85}{28,526} = 0,781.$$

13. Визначення потужності вентилятора

$$N_B = \frac{L_\delta \cdot B \cdot P_B}{\eta_B} \cdot \frac{273 + t_{хвх}}{273}, \text{ Вт, кВт, МВт}$$
$$N_B = \frac{2,996 \cdot 4,88 \cdot 300 \cdot 9,8}{0,6} \cdot \frac{273 + 15}{273} = 75576 \text{ Вт} = 75,6 \text{ кВт} = 0,0756 \text{ МВт}.$$

14. Визначення потужності димососа

$$N_D = \frac{V_d \cdot B \cdot P_D}{\eta_D} \cdot \frac{273 + t_{ку-к}}{273}, \text{ Вт, кВт, МВт}$$
$$N_D = \frac{3,773 \cdot 4,88 \cdot 200 \cdot 9,8}{0,6} \cdot \frac{273 + 160}{273} = 95397 \text{ Вт} = 93,4 \text{ кВт} = 0,0934 \text{ МВт}.$$

15. Загальна електрична потужність тягодуттєвих засобів порівняно з виробленням електроенергії

$$N = N_B + N_D, \text{ МВт}$$

$$N \geq Q_3$$

Потужність товарної електроенергії

$$Q_{э.тов} = Q_3 - N, \text{ МВт},$$

$$\text{де } N = 0,0756 + 0,0934 = 0,169 \text{ МВт}$$

При виробленні електроенергії $Q_3 = 6,11$ МВт, $N < Q_3$, а можлива потужність товарної електроенергії складе

$$Q_{э.тов} = 6,11 - 0,169 = 5,941 \text{ МВт}.$$

Висновки:

1. ВЕР методичної нагрівальної печі потужністю 61 МВт складають 28,526 МВт.
2. ВЕР використовуються на першому етапі для підігріву повітря в рекуператорі, і на другому в котлі-утилізаторі з отриманням електричної і теплової енергії. Загальний коефіцієнт використання ВЕР складає 78,1 %.
3. Використовування ВЕР дозволяє забезпечити електроенергією електродвигуни тягодуттєвих засобів, а значна частина виробленої електроенергії може бути товарною: $Q_{\text{тов}} > 5 \text{ МВт}$.
4. Використовування ВЕР для теплопостачання дає можливість отримати товарну теплову енергію у вигляді гарячої води потужністю $Q_{\text{тов}} > 8 \text{ МВт}$.
5. Використовування ВЕР методичної печі позитивно в плані екології, оскільки скорочуються теплові викиди в атмосферу.

Таблиця 1 – Вихідні дані до роботи №1

Варіант	М, МВт	$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/м ³	$t_{\text{ух}}$, °С	$t_{\text{ку-к}}$, °С	$t_{\text{гвх}}$, °С	$t_{\text{хвх}}$, °С	$\eta_{\text{нм}}$	$\eta_{\text{б}}$	$P_{\text{ВД}}$, ММ.В.СТ	$P_{\text{Д}}$, ММ.В.СТ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	40	8,5	1000	120	350	0	0,32	0,58	320	220
2	45	8,8	990	130	360	5	0,33	0,57	300	200
3	50	9,0	980	140	370	10	0,34	0,56	280	180
4	55	9,2	970	150	370	15	0,35	0,55	270	170
5	60	9,4	960	160	380	20	0,36	0,55	260	160
6	65	9,6	950	180	380	20	0,37	0,55	270	170
7	70	9,8	940	120	370	15	0,38	0,54	280	180
8	65	10,4	920	130	370	10	0,37	0,54	290	190
9	60	10,6	900	140	360	5	0,36	0,55	300	200
10	55	10,8	880	150	360	0	0,35	0,55	310	210
11	50	11,0	870	160	350	0	0,34	0,56	320	220
12	45	11,5	860	170	350	5	0,33	0,57	330	230
13	40	11,7	850	180	340	5	0,32	0,58	340	240
14	70	12,0	840	120	340	10	0,32	0,58	350	250
15	65	12,2	830	130	360	10	0,33	0,57	340	240
16	60	12,5	820	140	360	15	0,34	0,55	330	230

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
17	55	8,8	810	160	370	15	0,34	0,55	320	220
18	50	9,0	800	170	370	20	0,33	0,55	310	210
19	45	9,2	960	180	380	20	0,32	0,55	300	200
20	40	9,6	940	140	380	0	0,33	0,54	300	210
21	40	10,0	920	150	370	5	0,34	0,54	290	200
22	45	10,4	900	160	370	10	0,35	0,55	290	190
23	45	10,8	880	170	360	15	0,36	0,54	280	190
24	50	11,2	1000	180	360	0	0,37	0,53	280	200
25	50	11,6	980	170	350	5	0,38	0,53	320	220
26	55	12,0	960	160	350	10	0,32	0,56	310	210
27	55	11,6	940	160	360	15	0,33	0,57	300	190
28	60	11,0	920	150	370	5	0,34	0,56	290	200
29	60	10,6	900	150	370	10	0,35	0,55	280	190
30	65	10,0	880	140	360	15	0,36	0,54	270	180
31	70	9,8	940	120	370	15	0,38	0,54	280	180
32	45	11,5	860	170	350	5	0,33	0,57	330	230
33	50	9,0	800	170	370	20	0,33	0,55	310	210
34	50	11,2	1000	180	360	0	0,37	0,53	280	200
35	55	12,0	960	160	350	10	0,32	0,56	310	210

Коефіцієнт витрати повітря $\alpha = 1,05 \div 1,10$.

ККД η_B и $\eta_D = 0,6 \div 0,7$.

Таблиця 2– Теплоємність і ентальпія повітря і продуктів згорання

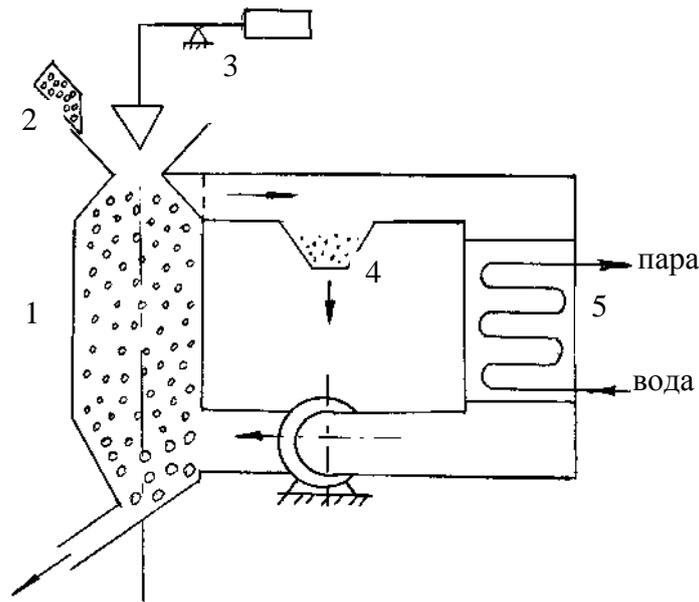
t, °C	Теплоємність, кДж/(м³К)		Ентальпія продуктів згорання і _д , кДж/м³
	Повітря, c _B	Продуктів згорання, c _D	
0	1,294	1,436	0
100	1,303	1,446	144,6
200	1,321	1,466	293,2
300	1,347	1,496	448,8
400	1,378	1,529	661,6
500	1,409	1,564	778,0
600	1,438	1,596	957,6
700	1,466	1,627	1138,9
800	1,490	1,654	1323,2
900	1,510	1,676	1508,4
1000	1,528	1,696	1696,0

Приложение В

Методические указания к расчетной работе №2

«Сухе гасіння коксу»

Розрахувати геометричні та теплотехнічні параметри камери сухого гасіння коксу (рис. 51).



1 – гасильний бункер; 2 – скіп з коксом; 3 – затвір; 4 – збірник пилу; 5 – парогенератор; 6 – вентилятор

Рисунок 51 – Установка сухого гасіння коксу

Сухе гасіння коксу має переваги перед мокрим гасінням, а саме:

- забезпечується більш висока твердість коксу і збільшується на 15-20% вихід великих фракцій;
- підвищується теплота згорання за рахунок зниження вологи до 1-2% у порівнянні з 5-10% при мокрому гасінні;
- заощаджується близько 40 кг умовного палива на 1 т коксу за рахунок одержання 400 кг пари енергетичних параметрів;

- підвищується енергетична цінність відходів коксу (коксовий пил, горішок);
- знижується витрата води на 1т зробленого коксу;
- поліпшуються умови роботи гасильного вагона і знижується корозія металоконструкцій;
- значно знижуються шкідливі викиди в атмосферу і поліпшується екологічна обстановка на коксохімзаводі.

Метою розрахунку є визначення економії умовного палива при використанні сухого гасіння коксу.

ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ:

Продуктивність коксового блоку $G_B=4000$ т/добу;

Продуктивність камери гасіння $G_K=1000$ т/добу;

Разова видача коксу з однієї печі $G_P=10$ т;

Температура коксу при завантаженні, $t_1=1100$ °С;

Температура коксу при вивантаженні, $t_2=160$ °С;

Угар коксу при гасінні, $\varphi_K=0,12$ %;

Теплота згоряння коксу, $Q_H^p=28,2$ МДж/кг;

Температура газів на виході з камери гасіння, $t'=700$ °С;

Температура газів на вході в камеру гасіння, $t''=140$ °С;

Температура циркулюючих газів, $t_{ц.}=550$ °С;

Температура повітря, $t_{ВЗ}=15$ °С;

Зовнішня поверхня камери, $F=130$ м²;

Температура поверхні камери, $t_{П}=60$ °С;

Вільний переріз камери, $f=62$ %;

Об'ємна маса коксу, $\rho_K=450$ кг/м³;

Питома поверхня коксу, $S_F=60$ м²;

Гідравлічний діаметр міжкускового простору, $d_{CP}=32$ м · 10⁻³;

Вміст вуглецю в коксі, $m=0,75$ кг/кг;

Радіус шматка коксу, $r=0,025$ м;

Коефіцієнт теплопровідності коксу, $\lambda=0,41$ Вт·м/К;

Кількість печей у батареї, $n=40$;

Тривалість циклічної зупинки, $\tau_{\text{ц}}=0,71$ год;

Період коксування, $\tau_{\text{к}}=13$ год;

Кількість циклічних зупинок, $Z=2$.

РОЗРАХУНОК

Прихід тепла

1. Тепло охолодження коксу

$$\begin{aligned} Q_{\text{о.к.}} &= Q_{\text{г.к.}} - Q_{\text{х.к.}} = G_{\text{к}} \cdot (C_1 \cdot t_1 - C_2 \cdot t_2) = \\ &= \frac{1000 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} (1,521 \cdot 1100 - 0,903 \cdot 160) = 17692 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

де G – кількість охолоджуваного коксу, кг/с;

C_1, C_2 – теплоємність коксу при температурі завантаження і вивантаження відповідно, кДж/(кг·К) (табл 3);

$Q_{\text{г.к.}}$ – тепло коксу, що надходить до установки, Вт;

$Q_{\text{х.к.}}$ – тепло коксу, що залишає установку, Вт.

2. Тепло угару коксу

$$Q_{\text{у.к.}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot \varphi_{\text{к}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{100} = \frac{11,57 \cdot 0,12 \cdot 28200}{100} = 392 \text{ кВт},$$

де $\varphi_{\text{к}}$ – угар коксу при гасінні;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота згоряння коксу, кДж/кг;

3. Тепло нагрівання циркулюючих інертних газів

$$Q_{\text{ц.г.}} = V_{\text{ц.г.}} \cdot (C' \cdot t' - C'' \cdot t''), \text{ Вт},$$

де $V_{\text{ц.г.}}$ – обсяг газів, що циркулюють у системі, м³/с;

C', C'' - теплоємність газів на виході і вході до камери гасіння, Дж/(м³·К);

t', t'' – температури газів на виході і вході до камери гасіння, °С.

4. Втрати тепла з витоком газів у атмосферу

$$\begin{aligned} Q_{\text{в.г.}} &= G_{\text{к}} \cdot \varphi_{\text{к}} \cdot (C_{\text{ц.г.}} \cdot t_{\text{ц.г.}} - C_{\text{вз}} \cdot t_{\text{вз}}) \cdot V_{\text{вз}} = \\ &= 11,57 \cdot 0,12 (1,4 \cdot 550 - 1,3 \cdot 15) \cdot 6,664 = 6944 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $C_{ц.г.}$ – теплоємність циркулюючих газів, що йдуть в атмосферу кДж/(м³·К);

$t_{ц.г.}$ – температура циркулюючих газів, °С;

$C_{в.з.}$ – теплоємність повітря, кДж/(м³·К);

$t_{в.з.}$ – температура повітря, °С;

$V_{в.з.}$ – обсяг повітря для спалювання (угару) 1 кг коксу по реакції



$$V_{в.з.} = \frac{m \cdot 22,4}{12} 4,76 = 8,9 \cdot m, \text{ м}^3/\text{кг},$$

де m – коефіцієнт, що враховує вміст вуглецю в коксі кг/кг;

4,76 – обсяг повітря, що припадає на 1 м³ кисню, м³.

5. Втрати тепла в атмосферу поверхнею камери гасіння

$$Q_{п} = (\alpha_{из} + \alpha_{к}) \cdot (t_{п} - t_{вз}) \cdot F = 23 \cdot (60 - 15) \cdot 130 = 134550, \text{ Вт},$$

де $\alpha_{из}$ і $\alpha_{к}$ – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням і конвекцією в атмосферу. Для практичних розрахунків можна прийняти $\alpha_{из} + \alpha_{к} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$t_{п}$ – температура (середня) поверхні камери, °С.

6. З рівняння теплового балансу

$$Q_{о.к.} + Q_{у.к.} = Q_{ц.м.} + Q_{у.м.} + Q_{п}$$

визначаємо обсяг газів, що циркулюють у системі:

$$V_{ц.г.} = \frac{G_{к} (C_1 t_1 - C_2 t_2) + G_{к} \phi_{к} Q_{н}^p - G_{к} \phi_{к} V_{вз} (C_{ц.г.} t_{ц.г.} - C_{вз} t_{вз}) - (\alpha_{из} + \alpha_{к}) (t_{п} - t_{вз}) F}{C' t' - C'' t''} =$$
$$= \frac{17693 + 392 - 6944 - 134,6}{818} = 13,45 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{ц.г.} = V_{ц.г.} \cdot (C' t' - C'' t'') = 13,45 \cdot (1008 - 190) = 11002,1 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт корисної дії камери гасіння $\eta_{к.т.}$ розраховується без урахування тепла угару коксу:

$$\eta_{к.т.} = \frac{Q_{о.к.}}{Q_{г.к.}} \cdot 100\% = \frac{17692}{19365} = 91\%.$$

З урахуванням втрат тепла обмуровуванням котла і газоходами, що складають 1,5–2%, ККД установки сухого гасіння складе

$$\eta_{у} = \eta_{к.т.} \cdot (0,95 \div 0,98) = 0,91 \cdot 0,965 = 0,878 \text{ (87,8 \%)}.$$

7. Час гасіння коксу визначається по рівнянню:

$$\tau = \frac{(C_1 \cdot t_1 - C_2 \cdot t_2) \cdot \rho_K}{1,1 \cdot \Delta t_{cp} \cdot K_F \cdot S_F},$$

де ρ_K – об'ємна маса коксу, кг/м³;

1,1 – коефіцієнт об'ємного розпушення засипі в рухливому шарі;

Δt_{cp} – середня логарифмічна різниця температур коксу і газу, °С;

S_F – питома поверхня коксу, м²/м³;

K_F – коефіцієнт теплопередачі, що розраховується по формулі:

$$K_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_F} + \frac{r}{2\lambda}},$$

де r – радіус шматка коксу, м;

λ – середній коефіцієнт теплопровідності шматка коксу, Вт/(м·К);

α_F – сумарний коефіцієнт теплопередачі від коксу до газу, Вт/(м²·К).

$$\alpha_F = \alpha_{из} + \alpha_K,$$

де $\alpha_{из}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від коксу до газу, що для практичних розрахунків можна прийняти рівним 2,3 Вт/(м²·К);

α_K – коефіцієнт теплопередачі конвекцією від коксу до газу, Вт/(м²·К);

$$\alpha_K = \frac{9,7 \cdot W_0^{0,5}}{d_{cp}^{0,33}},$$

де W_0 – швидкість газів у міжкусковому просторі, м/с;

d_{cp} – гідравлічний діаметр міжкускового простору, м.

$$W_0 = \frac{V_{цг}}{F_K f_{св}} = \frac{13,45}{25 \cdot 0,62} = 0,87 \text{ м/с},$$

де F_K – перетин камери гасіння, приймається в інтервалі 25-35 м² з наступним уточненням;

$f_{св}$ – вільний перетин камери, частка від загального перетину F_K .

$$\alpha_K = \frac{9,7 \cdot W_0^{0,5}}{d_{cp}^{0,33}} = \frac{9,7 \cdot 0,87^{0,5}}{0,032^{0,33}} = 28,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

$$\alpha_F = \alpha_{из} + \alpha_K = 2,3 + 28,2 = 30,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

$$K_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_F} + \frac{r}{2\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{30,5} + \frac{0,025}{2 \cdot 0,41}} = 15,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t_1 - t') - (t_2 - t'')}{\ln \frac{1100 - 700}{160 - 140}} = \frac{(1100 - 700) - (160 - 140)}{\ln \frac{1100 - 700}{160 - 140}} = 127^\circ\text{C}$$

$$\tau = \frac{(C_1 \cdot t_1 - C_2 \cdot t_2) \cdot \rho_K}{1,1 \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot K_F \cdot S_F} = \frac{(1,521 \cdot 1100 - 0,903 \cdot 160) \cdot 450 \cdot 3600}{1,1 \cdot 127 \cdot 15,8 \cdot 60} = 18698 \text{ с.}$$

9. Обсяг робочої частини камери (без урахування форкамери):

$$V_K = \frac{G_K \cdot \tau_p}{M_{\text{vk}}} = \frac{1000 \cdot 10^3 \cdot 1,7 \cdot 18698}{24 \cdot 450 \cdot 3600} = 817,6, \text{ м}^3,$$

де τ_p – розрахункова тривалість гасіння, що з обліком долідного коефіцієнта 1,7, що враховує нерівномірність сходу коксу і розподілу дуття, дорівнює $\tau_p = 1,7 \cdot \tau$; M_{vk} – об'ємна маса коксу, кг/м^3 .

10. Перетин камери гасіння розраховується по формулі:

$$F_K = \frac{V_{\text{цг}}}{W} = \frac{13,45}{0,55} = 24,4, \text{ м}^2,$$

де W – швидкість газу приведена до нормальних умов. У розрахунку на вільний перетин камери швидкість газу допускається в межах 0,5 – 0,9 м/с.

Порівняти отримане значення F_K із прийнятим у пункті 8 і при великому відхиленні (більше 10%) зробити перерахування, починаючи з пункту 8.

11. Висота робочої частини камери

$$H = \frac{V_K}{F_K} = \frac{817,6}{24,4} = 33,5, \text{ м.}$$

12. Обсяг форкамери V_Φ визначається з умови безупинної роботи парогенератора без зниження продуктивності по парі:

$$V_\Phi = \frac{2 \cdot \tau_{\text{ц}} \cdot n \cdot G_p}{K \cdot (\tau_K - Z \cdot \tau_{\text{ц}}) \cdot M_{\text{vk}}}, \text{ м}^3,$$

де $\tau_{\text{ц}}$ – тривалість циклічної зупинки, г;

n – кількість печей у батареї, шт;

G_p – разова видача коксу з однієї печі, кг;

τ_k – період коксування, год;

2 – кількість батарей у блоці;

Z – кількість циклічних зупинок;

K – розрахункова кількість камер гасіння.

Величина K визначається по формулі:

$$K = \frac{G_b}{G_k} = \frac{4000}{1000} = 4$$

$$V_{\phi} = \frac{2 \cdot 0,71 \cdot 40 \cdot 10000}{4 \cdot (13 - 2 \cdot 0,71) \cdot 450} = 27,3 \text{ м}^3,$$

де G_b і G_k – продуктивність коксового блоку і камер гасіння.

13. Економія умовного палива складе:

$$B = \frac{V_{\text{ш}}(C't' - C''t'')\eta_y}{29300 \cdot G_k} = \frac{13,45(1,44 \cdot 700 - 1,36 \cdot 140)0,878}{29300 \cdot 11,57} = 0,028 \text{ кг/кг.}$$

Таблиця 3– Теплоємність коксу

t, °C	1100	1050	1000	950	300	250	200	150
C, кДж/кг·К	1,521	1,488	1,455	1,422	0,996	0,963	0,930	0,897

Таблиця 4 – Теплоємність циркулюючих газів

t, °C	100	150	200	250	600	650	700	750	800
C, кДж/м ³ ·К	1,35	1,36	1,37	1,39	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48

Варіанти завдання для розрахунку наведені в таблиці 5..

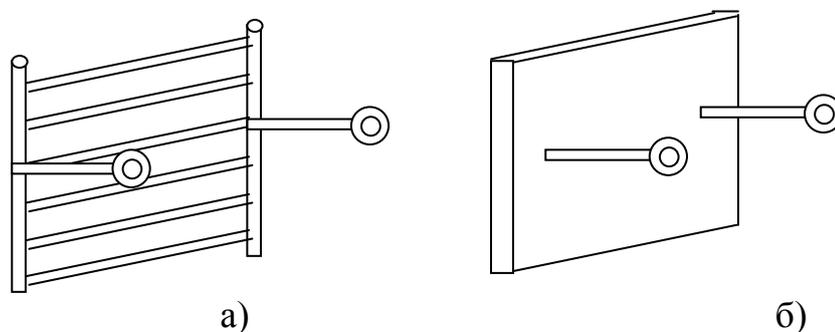
Таблиця 5 – Дані для розрахунку до розрахункової роботи №2

№ п/п	Продуктивність коксового блоку G_b , т/добу	Продуктивність камери гасіння G_k , т/добу	Разова видача коксу з однієї печі G_p , т	Температура коксу при завантаженні, $t_1, ^\circ C$	Температура коксу при вивантаженні, $t_2, ^\circ C$	Угар коксу при гасінні, к %	Теплота згоряння коксу, Q^p , МДж/кг	Температура газів на виході з камери гасіння, t_1'	Температура газів на вході в камеру гасіння, t_2'	Температура циркулюючих газів, $t_{цир}, ^\circ C$	Температура повітря, $t_{в}, ^\circ C$	Зовнішня поверхня камери, F , m^2	Температура поверхні камери, $t_{п}, ^\circ C$	Вільний переріз камери, f , %	Об'ємна маса коксу, k , kg/m^3	Питома поверхня коксу, S_F , m^2	Гідравлічний діаметр міжкускового простору, $d_{ср}$, м	Вміст вуглецю в коксі, m , kg/kg	Радіус шматка коксу, r , м	Коефіцієнт теплопровідності коксу, λ_c	Кількість печей у батареї, n	Тривалість циклічної зупинки, $t_{ц}$, год.	Період коксування, k , глд.	Кількість циклічних зупинок, Z
1	4000	1000	10	1100	160	0,12	28,2	700	140	550	15	130	60	62	450	60	32	0,75	0,025	0,41	40	0,71	13	2
2	4100	1050	11	1120	170	0,14	28,4	720	150	560	16	140	62	63	460	61	33	0,80	0,026	0,42	50	0,72	14	3
3	4200	1080	12	1140	180	0,16	28,6	730	160	570	17	150	64	64	470	62	34	0,85	0,027	0,43	60	0,73	15	4
4	4300	1100	13	1160	190	0,18	28,8	740	170	580	18	160	66	65	480	63	35	0,90	0,028	0,44	40	0,74	16	2
5	4400	1150	14	1180	200	0,10	29,0	750	180	590	19	170	68	66	490	64	36	0,95	0,029	0,45	50	0,75	17	3
6	4500	1200	15	1200	210	0,12	29,2	750	190	600	20	180	70	67	500	65	37	0,70	0,030	0,46	60	0,76	13	4
7	4600	1230	16	1220	220	0,14	29,4	760	200	610	21	190	72	68	510	66	38	0,75	0,031	0,47	40	0,77	14	2
8	4700	1250	17	1240	230	0,16	29,6	770	210	620	22	200	74	70	520	67	39	0,80	0,032	0,48	50	0,78	15	3
9	4800	1300	10	1260	230	0,18	29,8	780	220	630	23	210	76	62	530	68	40	0,85	0,033	0,49	60	0,79	16	4
10	4900	1330	11	1280	160	0,10	30,0	800	130	640	24	220	74	63	540	69	32	0,90	0,034	0,50	40	0,80	17	2
11	5000	1360	12	1260	170	0,12	30,2	780	140	630	25	230	72	64	550	70	33	0,95	0,035	0,40	50	0,70	13	3
12	5100	1400	13	1240	180	0,14	30,4	760	150	620	26	240	70	65	540	60	34	0,75	0,025	0,41	60	0,71	14	4
13	5200	1420	14	1220	190	0,16	30,6	740	160	610	27	250	68	66	530	61	35	0,80	0,026	0,42	40	0,72	15	2
14	5300	1440	15	1200	200	0,18	30,8	720	170	600	28	260	66	67	520	62	36	0,85	0,027	0,43	50	0,73	16	3
15	5400	1460	16	1180	210	0,10	30,9	700	180	590	29	270	64	68	510	63	37	0,90	0,028	0,44	60	0,74	17	4
16	5500	1480	10	1160	220	0,12	31,0	720	190	580	30	280	62	69	500	64	38	0,95	0,029	0,45	40	0,75	13	2
17	5600	1500	11	1140	230	0,14	31,2	730	200	570	31	290	60	70	490	65	39	0,75	0,030	0,46	50	0,76	14	3
18	5700	1550	12	1120	240	0,16	31,4	740	210	560	32	300	62	69	480	66	40	0,80	0,031	0,47	60	0,77	15	4
19	5800	1580	13	1100	180	0,18	31,6	720	160	550	33	290	64	68	470	67	32	0,85	0,032	0,48	40	0,78	16	2
20	5900	1600	14	1120	190	0,12	31,8	700	170	560	34	280	66	67	460	68	33	0,90	0,033	0,49	50	0,79	17	3
21	6000	1650	15	1140	200	0,14	32,0	720	180	570	35	270	68	66	450	69	34	0,95	0,034	0,50	60	0,80	13	4
22	6100	1700	16	1180	210	0,16	31,0	740	190	580	36	260	70	65	500	70	35	0,70	0,035	0,51	40	0,81	14	2
23	6200	1750	12	1200	220	0,18	30,0	760	200	590	37	250	72	64	510	65	36	0,80	0,036	0,52	50	0,82	15	3

Приложение Г

Методические указания к расчетной работе №3 «Використання ВЕР печей малої теплової потужності»

Для промышленных печей малої теплової потужності (до 1МВт), до яких відносяться різні термічні печі, сушильні агрегати й ін., що використовують хімічну енергію палива, виникають труднощі при виборі й установці стандартних рекуператорів через малу витрату продуктів згоряння і невеликий перетин димового тракту.



а) трубчасті; б) коробчаті.

Рисунок 52 – Рекуператори панельного типу:

Найбільш раціональною конструкцією утилізаторів тепла продуктів згоряння є секційні рекуператори панельного типу (рисунок 52).

Рекуператори панельного типу розташовуються уздовж бічних поверхонь і зводу димовідводячого тракту печі, не створюючи помітного аеродинамічного опору (рисунок 53), що дозволяє експлуатувати такі печі без димососа.

Основна мета розрахунку при використанні рекуператорів панельного типу – визначення температури підігріву повітря і води при розташовуванні активній поверхні рекуператора.

ЗАВДАННЯ

Визначити температуру підігріву повітря в трубчастому рекуператорі панельного типу, секції якого розташовані уздовж бічних поверхонь і зводу димового борову печі.

ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ:

- Температура продуктів згоряння на вході в рекуператор $t_{\text{д}}^{\text{н}} = 650^{\circ}\text{C}$.
- Витрата споживаного піччю природного газу $V = 300\text{м}^3/\text{год}$.
- Перетин димового борову $a \cdot b = 0,7 \cdot 0,5 \text{ м}^2$.
- Довжина прямої ділянки тракту $l = 7\text{м}$.
- Початкова температура повітря $t_{\text{в}}^{\text{н}} = 20^{\circ}\text{C}$.
- Коефіцієнт витрати повітря $\alpha = 1.15$.

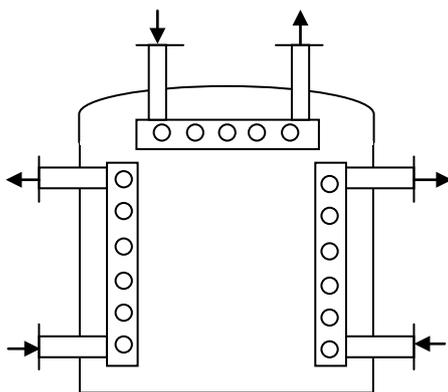


Рисунок 53 – Розташування рекуператора панельного типу в тракті печі

РОЗРАХУНОК

1. Температуру підігріву повітря в рекуператорі можна визначити, вирішуючи основне рівняння для теплообмінників:

$$Q_{\text{в}} = k \cdot F \cdot \Delta t,$$

де $Q_{\text{в}}$ – кількість тепла, переданого від продуктів згоряння повітрю, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F – теплообмінна поверхня рекуператора, м^2 ;

Δt – середньологарифмічна різниця температур.

У цьому рівнянні три невідомих: Q , Δt , тому для рішення проблеми необхідно дати числове значення хоча б одному з невідомих.

Прийmemo в першому наближенні температуру підігріву повітря 25°C і визначимо кінцеву температуру продуктів згоряння:

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = \frac{Q_{\text{д}} - Q_{\text{в}}}{c_{\text{д}} \cdot V_{\text{д}}},$$

$$\text{де } Q_{\text{в}} = V_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}}^{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{н}}) \cdot \alpha = \frac{300 \cdot 9,0}{3600} \cdot 1,33 \cdot (250 - 20) \cdot 1,15 = 263,8 \text{ кВт}$$

У даному розрахунку: $9,0 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – середнє значення витрати повітря при спалюванні 1 м^3 природного газу звичайного складу; $1,33 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ – теплоємність повітря.

$$Q_{\text{д}} = V \cdot C_{\text{д}} \cdot t_{\text{д}}^{\text{н}} = \frac{300 \cdot 10,5}{3600} \cdot 1,45 \cdot 650 = 824,7, \text{ кВт},$$

де $10,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – середнє значення кількості продуктів згоряння, що утворюються при згорянні 1 м^3 природного газу;

$1,45 \text{ кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$ – теплоємність продуктів згоряння.

Звідси:

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = \frac{(824,7 - 263,8) \cdot 3600}{1,45 \cdot 300 \cdot 10,5} = 442^{\circ}\text{C}.$$

2. Середньологарифмічна різниця температур при прямоточному русі теплоносіїв:

$$\Delta t = \frac{(650 - 20) - (442 - 250)}{\ln \frac{650 - 20}{442 - 250}} = 439^{\circ}\text{C}.$$

3. Коефіцієнт теплопередачі визначається по формулі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{д}} + \alpha_{\text{из}}^{\text{д}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{в}}}}.$$

Тепловий опір $\frac{\delta}{\lambda}$ на кілька порядків менше інших складових, що входять у формулу теплопередачі, тому величину "к" визначимо по спрощеному виразу:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K^D + \alpha_{из}^D} + \frac{1}{\alpha_K^B}} .$$

Визначимо коефіцієнти передачі тепла конвекцією і випромінюванням від продуктів згоряння до трубок рекуператора і конвекцією від стінок рекуператора повітря.

Величину α_K^D визначимо по критеріальній формулі:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} \cdot Pr_D^{0,4}$$

де $Pr_D=0,62$ – середнє значення критерію Прандтля для продуктів згоряння звичайного складу.

Критерій Рейнольдса для продуктів згоряння складе:

$$Re_D = \frac{W_D \cdot D}{\nu_D} = \frac{6,80 \cdot 0,583}{79,8 \cdot 10^{-6}} = 49679 ,$$

де D – приведений діаметр борова, розрахований по формулі:

$$D = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 0,7 \cdot 0,5}{(2 \cdot 0,7 + 2 \cdot 0,5)} = 0,583 \text{ м};$$

$$W_D = \frac{V_D}{F} (1 + \beta \bar{t}_D) = \frac{300 \cdot 9,5}{0,7 \cdot 0,5 \cdot 3600} \left(1 + \frac{546}{273} \right) = 6,8 \text{ , м/с};$$

$$\bar{t}_D = \frac{650 + 442}{2} = 546^\circ\text{C} ;$$

Величина ν_D визначається по середній температурі $\bar{t}_D = 546^\circ\text{C}$.

Критерій Nu_D визначається:

$$Nu_D = 0,023 \cdot 49679^{0,8} \cdot 0,62^{0,4} = 108,5.$$

Звідси:

$$\alpha_K^D = \frac{Nu_D \cdot \lambda_D}{D} = \frac{108,5 \cdot 0,0706}{0,583} = 13,2 \text{ , Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

де $\lambda_D = 0,0706 \text{ Вт/мК}$ – теплопровідність продуктів згоряння при середній температурі $\bar{t}_D = 546^\circ\text{C}$.

4. Величина $\alpha_{изл}^D$ визначається по формулі:

$$\alpha_{\text{изл.}}^{\text{д}} = \frac{c_0}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{д}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} - 1} \frac{\left[\left(\frac{\bar{t}_{\text{д}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{t}_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}_{\text{ст}}}$$

де $\varepsilon_{\text{д}}=0,25$ – ступінь чорності для середнього складу продуктів згоряння, при температурі $\approx 500^{\circ}\text{C}$ і товщині газового шару 0,5 м ;

$\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$ – ступінь чорності для вогнетривких матеріалів;

$\bar{t}_{\text{ст}} = 446^{\circ}\text{C}$ – приймається орієнтовно на 100°C менше, ніж температура газового середовища.

Звідси

$$\alpha_{\text{изл.}}^{\text{д}} = \frac{5,67}{\frac{1}{0,25} + \frac{1}{0,8} - 1} \frac{\left[\left(\frac{546 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{446 + 273}{100} \right)^4 \right]}{546 - 446} = 24,3, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

5. Коефіцієнт передачі тепла конвекцією при русі повітря у трубках рекуператора визначається по формулі:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,018 \cdot \text{Re}_{\text{в}}^{0,8},$$

$$\text{де } \text{Re}_{\text{в}} = \frac{W_{\text{в}} \cdot d}{\nu_{\text{в}}}.$$

Для обчислення швидкості повітря в рекуператорі визначаємо площу перетину всіх трубок. При обраному діаметрі трубок $d = 0,05\text{м}$ і кроці між трубками, рівному діаметру трубок, загальна кількість трубок, яку можна розмістити по периметру борова, крім подини, буде дорівнює:

$$n = \frac{0,7 + 0,5 + 0,7}{0,1} = \frac{1,9}{0,1} = 19 \text{ трубок.}$$

При товщині стінок труби 2 мм живий перетин усіх трубок складе:

$$f_{\text{в}} = 19 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19 \frac{\pi}{4} (0,05 - 0,004)^2 = 0,032 \text{ м}^2.$$

Швидкість повітря в трубках рекуператора:

$$W_B = \frac{V_B}{f_B} (1 + \beta \cdot \bar{t}_B) = \frac{300 \cdot 9 \cdot \left(1 + \frac{135}{273}\right)}{3600 \cdot 0,032} = \frac{300 \cdot 9 \cdot 1,50}{3600 \cdot 0,032} = 35,2 \text{ м/с.}$$

Звідси:

$$Re = \frac{W_B \cdot d}{\nu_B} = \frac{35,2 \cdot 0,05}{27,9 \cdot 10^{-6}} = 63082,$$

де ν_B визначено при $\bar{t}_B = \frac{20 + 250}{2} = 135^\circ \text{C}$.

Критерій Nu_B для повітря:

$$Nu_B = 0,018 \cdot 63082^{0,8} = 124,5.$$

Звідси:

$$\alpha_K^B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d} = \frac{124,5 \cdot 3,49 \cdot 10^{-2}}{0,046} = 94,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

6. Визначимо коефіцієнт теплопередачі від продуктів згорання повітря в рекуператорі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{13,2 + 24,3} + \frac{1}{94,5}} = 26,8 \text{ , Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

7. Визначимо уточнену кількість тепла, передану від продуктів згорання до повітря:

$$Q = k F \cdot \Delta t = 26,8 \cdot 20,9 \cdot 439 = 245893 \text{ Вт} = 245,9 \text{ кВт,}$$

де $F = n \cdot \pi \cdot d \cdot l = 19 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 7 = 20,9 \text{ м}^2$.

8. Визначимо температуру підігріву повітря в рекуператорі:

$$t_B^K = t_B^H + \frac{Q}{c_B \cdot V_B} = 20 + \frac{245,9}{1,33 \cdot 0,75} = 266^\circ \text{C}.$$

Розрахунки показали, що прийняте значення температури підігріву повітря і розрахункове відрізняються не більш, ніж на 5% (максимально припустиме відхилення для даного розрахунку) і перерахування не потрібно. Таким чином, для даних умов роботи печі, максимальна температура підігріву повітря в рекуператорі складає 266°C .

Дані для розрахунку наведені у таблиці 6.

Таблиця 6– Дані для розрахунку до розрахункової роботи №3

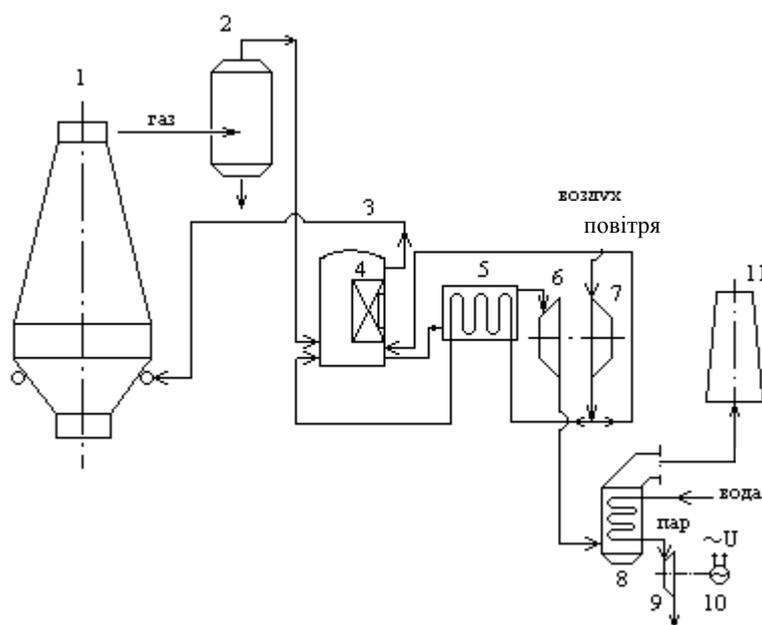
№ п/п	$t_{д}^H, ^\circ C$	$V, m^3/c$	$a \cdot v, m$	l, m	$t_{в}^H, ^\circ C$	α
1	400	300	0,4·0,5	4	0	1,10
2	420	320	0,4·0,6	5	10	1,12
3	440	340	0,4·0,7	6	15	1,13
4	460	360	0,5·0,5	7	20	1,14
5	480	380	0,5·0,6	8	25	1,15
6	500	400	0,5·0,7	4	0	1,16
7	520	420	0,6·0,6	5	10	1,17
8	540	440	0,6·0,7	6	15	1,18
9	560	460	0,6·0,8	7	20	1,19
10	580	480	0,6·0,9	8	25	1,20
11	600	500	0,7·0,8	4	0	1,21
12	620	520	0,7·0,9	5	10	1,22
13	640	540	0,7·1,0	6	15	1,23
14	660	560	0,7·1,1	7	20	1,24
15	680	580	0,8·0,9	8	25	1,10
16	700	600	0,8·1,0	4	0	1,12
17	720	620	0,8·1,1	5	10	1,14
18	740	640	0,8·1,2	6	15	1,16
19	760	660	0,8·1,3	7	20	1,18
20	780	680	0,8·1,4	8	25	1,20
21	800	700	0,9·1,0	4	0	1,22
22	820	720	0,9·1,1	5	10	1,24
23	840	740	0,9·1,2	6	15	1,20
24	860	760	0,9·1,3	7	20	1,15
25	880	780	0,9·1,4	8	25	1,10

Приложение Д

Методические указания к расчетной работе №4

«Розрахунок енергозберігаючої установки в доменному виробництві»

1. Схема енергозберігаючої установки (рис. 54) заснована на комплексному використанні надлишкового тиску, фізичного і хімічного тепла продуктів згоряння, що відходять.



1 – доменна піч; 2 – сухе газоочищення (циклон); 3 – повітрянагрівач (каупер); 4 – регенеративна насадка; 5 – рекуперативний теплообмінник; 6 – газотурбінна установка; 7 – турбокомпресор; 8 – котел-утилізатор; 9 – парова турбіна; 10 – електронагрівач; 11 – димар

Рисунок 54– Схема комбінованої установки стиснення і нагрівання доменного дуття і вироблення пари електроенергетичних параметрів

2. З доменної печі 1 газ надходить на очищення 2, потім направляється в каупер 3, де спалюється, а продукти згоряння нагрівають вогнетривку насадку 4, регенеративні теплообмінники.

3. На виході з каупера продукти згоряння доменного газу, маючи високу температуру і тиск, проходять послідовно теплообмінник 5, газотурбінну установку 6, а потім котел-утилізатор 8 і викидаються в димар 11.

4. Атмосферне повітря стискується турбокомпресором 7. Частина стиснутого повітря, нагрівається в теплообміннику 5 та направляється в топку каупера для організації спалювання доменного газу. Інша частина направляється в насадку каупера, де нагрівається до високої температури і потім подається у фурмену зону доменної печі 1.

ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ:

1. Теплоємності: $C_{вз} = 1,34$; $C_{г} = 1,46$; $C_{пс} = 1,57$, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3\text{К}}$
2. Витрата дуття: $V'_{дв} = 50 \text{ м}^3/\text{с}$
3. Обсяг доменної печі: $V = 2000 \text{ м}^3$
4. Тиск дуття: $P_{д} = 0,5 \text{ МПа}$
5. Температура дуття: $t_{д} = 1202^{\circ}\text{C}$
6. Температура доменного газу на виході з печі: $t_{г} = 302^{\circ}\text{C}$
7. Температура холодного повітря: $t'_{вз} = 22^{\circ}\text{C}$
8. Температура продуктів згоряння під куполом каупера:
 $t_{пс}^{\text{куп}} = 1582^{\circ}\text{C}$
9. Склад доменного газу: $\text{CO} = 22,1\%$; $\text{H}_2 = 15,4\%$; $\text{CH}_4 = 0,3\%$;
 $\text{N}_2 = 35,05\%$; $\text{CO}_2 = 22,1 \%$; $\text{H}_2\text{O} = 11,75\%$.
10. Внутрішній ККД газової турбіни і повітряного турбокомпресора:
 $\eta = 0,9$;
11. Коефіцієнт використання тепла в топковій камері каупера: $\eta = 0,85$;
12. Склад продуктів згоряння доменного газу, (у % по об'єму):
 $\text{CO}_2 = 19,5$; $\text{H}_2\text{O} = 14,3$; $\text{N}_2 = 64,6$; $\text{O}_2 = 1,6$.
13. Тиск продуктів згоряння перед і після газової турбіни:
 $P'_{гт} = 0,38 \text{ МПа}$; $P''_{гт} = 0,11 \text{ МПа}$.

14. Дані для розрахунку котла-утилізатора на газах, що відходять, і паротурбогенератора:

- тиск перегрітої пари: $P_{\text{пп}} = 5 \text{ МПа}$;
- температура перегрітої пари: $t_{\text{пп}} = 452^\circ\text{C}$;
- ККД парогенератора: $\eta_{\text{пп}} = 0,98$;
- температура продуктів згоряння на виході з котла-утилізатора:

$$t_{\text{ПС}}''' = 120^\circ\text{C};$$

- питома витрата пари на виробництво 1кВт/год електроенергії:
 $d=4 \text{ кг/кВт}\cdot\text{год}$.

РОЗРАХУНОК

1. Теоретична витрата повітря для спалювання доменного газу

$$V_{\text{ВХ}}^0 = \frac{(\% \text{CO} + \% \text{H}_2) \cdot 0,5 + \% \text{CH}_4 \cdot 1,5}{21} = \frac{(22,1 + 15,4) \cdot 0,5 + 0,3 \cdot 1,5}{21} = 0,917 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

2. Температура стиснутого повітря після компресора:

$$T_{\text{ВЗ}}'' = T_{\text{ВЗ}}' \cdot \left(\frac{P_{\text{Д}}}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot \eta_{\text{К}}$$

де n – показник політропного процесу при стисненні повітря, $n = 1,4$;

P_0 – атмосферний тиск, $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$;

$$T_{\text{ВЗ}}'' = 295 \cdot \left(\frac{0,5}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 0,9 = 420 \text{ К}$$

$$t_{\text{ВЗ}}'' = 147^\circ\text{C}$$

3. Коефіцієнт витрати повітря при спалюванні доменного газу в каупері

визначається з рівняння теплового балансу процесу горіння:

$$\alpha \cdot V_{\text{ВХ}}^0 \cdot C_{\text{ВЗ}} \cdot (t_{\text{ВЗ}} - t_{\text{ВЗ}}') + Q_{\text{Н}}^{\text{P}} + C_{\text{Г}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_0^{\text{К}}) = \frac{V_{\text{ПС}} \cdot C_{\text{ПС}} \cdot (t_{\text{ПС}} - t_0^{\text{ПС}})}{\eta_{\text{ГОР}}}$$

звідси:

$$\alpha = \frac{V_{\text{ПС}} \cdot C_{\text{ПС}} \cdot (t_{\text{ПС}} - t_0^{\text{ПС}}) - \eta_{\text{ГОР}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{P}} + C_{\text{Г}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_0^{\text{Г}}) \cdot \eta_{\text{ГОР}}}{\eta_{\text{ГОР}} \cdot V_{\text{ВХ}}^0 \cdot C_{\text{ВЗ}} \cdot (t_{\text{ВЗ}} - t_{\text{ВЗ}}')}$$

де $V_{\text{ВХ}}^0, V_{\text{ПС}}$ – теоретична витрата повітря і продуктів спалювання в
каупері, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$t_{\text{ВЗ}}, t_{\text{Г}}, t_{\text{ПС}}$ – відповідно температура повітря, доменного газу, продуктів
згоряння під куполом каупера, $^{\circ}\text{C}$;

$t_0^{\text{ВЗ}}, t_0^{\text{Г}}, t_0^{\text{ПС}}$ – початкова температура газових середовищ, рівна 22°C ;

$C_{\text{ВЗ}}, C_{\text{Г}}, C_{\text{ПС}}$ – теплоємність повітря, доменного газу і продуктів згоряння,
 $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{K}$;

$Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$ – теплота спалювання доменного газу, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

$\eta_{\text{ГОР}}$ – коефіцієнт використання тепла в топковій камері каупера.

4. Для визначення α розрахуємо:

4.1 Теоретична витрата продуктів згоряння доменного газу:

$$V_{\text{ПС}}^{\text{T}} = \frac{\% \text{CO} + \% \text{H}_2 + 2 \cdot \% \text{CH}_4 + \% \text{N}_2 + \% \text{CO}_2 + \% \text{H}_2\text{O}}{100} + 0,79 \cdot V_{\text{ВХ}}^0 =$$

$$= \frac{22,1 + 15,4 + 2 \cdot 0,3 + 35,05 + 22,1 + 11,75}{100} + 0,79 \cdot 0,917 = 1,07 + 0,72 = 1,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

4.2 Теплота спалювання доменного газу:

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = \frac{12654 \cdot \% \text{CO} + 10768 \cdot \% \text{H}_2 + 35825 \cdot \% \text{CH}_4}{100} =$$

$$= \frac{12654 \cdot 22,1 + 10768 \cdot 15,4 + 35825 \cdot 0,3}{100} = 4561, \text{кДж}/\text{м}^3$$

звідси

$$\alpha = \frac{1,79 \cdot 1,57 \cdot (1582 - 22) - 4561 \cdot 0,85 - 1,46 \cdot (302 - 22) \cdot 0,85}{0,85 \cdot 0,917 \cdot 1,34 \cdot (147 - 22)} = 1,23$$

5. Дійсна витрата продуктів згоряння доменного газу:

$$V_{\text{ПС}}^{\text{Д}} = V_{\text{ПС}}^{\text{T}} + V_{\text{ВЗ}}^{\text{T}} \cdot (\alpha - 1) = 1,79 + 0,917 \cdot (1,23 - 1) = 2,01, \text{м}^3/\text{м}^3$$

6. Температура продуктів згоряння за газовою турбіною:

$$T_{\text{ГТ}}' = T_{\text{ГТ}}'' \left(\frac{P_{\text{ГТ}}'}{P_{\text{ГТ}}''} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{К}}}$$

$$T_{\text{ГТ}}'' = \frac{T_{\text{ГТ}}' \cdot \eta_{\text{К}}}{\left(\frac{P_{\text{ГТ}}'}{P_{\text{ГТ}}''} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = \frac{(825 + 273) \cdot 0,9}{\left(\frac{0,38}{0,11} \right)^{\frac{0,4}{1,4}}} = 710, \text{K}$$

7. Витрата доменного газу на привод дутцевого компресора визначається з балансу потужності на валу турбокомпресора:

$$V_{\text{дг}} = \frac{V'_{\text{ду}} \cdot C_{\text{вз}} \cdot (t''_{\text{вз}} - t'_{\text{вх}})}{\eta_{\text{к}}} = \frac{V'_{\text{дг}} \cdot C_{\text{пс}} \cdot (t'_{\text{гт}} - t''_{\text{гт}}) \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{м}} - \frac{\alpha \cdot V^0_{\text{вз}} \cdot C_{\text{вз}} \cdot (t''_{\text{вз}} - t'_{\text{вз}})}{\eta_{\text{к}}^{\text{м}}}}{1} =$$

$$= \frac{50 \cdot \frac{1,34 \cdot (420 - 295)}{0,97}}{2,01 \cdot 1,57 \cdot (825 - 437) \cdot 0,97 - \frac{1,23 \cdot 0,917 \cdot 1,34 \cdot (420 - 295)}{0,97}} = 8,7, \text{ м}^3/\text{с}$$

8. Витрата повітря для спалювання доменного газу в каупері:

$$V_{\text{воз}}^{\text{к}} = \alpha \cdot V_{\text{вз}}^0 \cdot V_{\text{дг}} = 1,23 \cdot 0,917 \cdot 8,7 = 9,8, \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Витрата продуктів згоряння на виході з каупера:

$$V_{\text{пс}}^{\text{к}} = V_{\text{пс}} \cdot V_{\text{дг}} = 2,01 \cdot 8,7 = 17,5, \text{ м}^3/\text{с}$$

10. Ефективна потужність газової турбіни:

$$N_{\text{г}}^{\text{т}} = V_{\text{пс}}^{\text{к}} \cdot C_{\text{пс}} \cdot (t'_{\text{гт}} - t''_{\text{гт}}) \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{м}} = 17,5 \cdot 1,57 \cdot (825 - 437) \cdot 0,97 =$$

$$= 10333, \text{ кВт} = 10,3 \text{ МВт}$$

11. Ефективна потужність турбокомпресора:

$$N_{\text{э}}^{\text{к}} = (V'_{\text{ду}} + V_{\text{воз}}^{\text{к}}) \cdot C_{\text{вз}} \cdot (t''_{\text{вз}} - t'_{\text{вх}}) = (50 + 9,8) \cdot 1,34 \cdot (420 - 295) =$$

$$= 10016, \text{ кВт} = 10,0 \text{ МВт}$$

12. Потужність, що витрачається на стиснення повітря для подачі в доменну піч (доменне дуття):

$$N'_{\text{д}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{к}}}{V'_{\text{ду}} + V_{\text{воз}}^{\text{к}}} \cdot V'_{\text{ду}} = \frac{10,0}{50 + 9,8} \cdot 50 = 8,4, \text{ МВт}$$

13. Потужність, що витрачається на стиск повітря для горіння доменного газу в каупері:

$$N''_{\text{д}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{к}}}{V'_{\text{ду}} + V_{\text{воз}}^{\text{к}}} \cdot V_{\text{воз}}^{\text{к}} = \frac{10}{50 + 9,8} \cdot 9,8 = 1,6, \text{ МВт}$$

14. Розрахунок паропродуктивності парогенератора на газах, що відходять, після газової турбіни:

$$D = \frac{V_{\text{ПС}}^{\text{к}} \cdot C_{\text{ПС}} \cdot (t_{\text{ГТ}}'' - t_{\text{ГТ}}''') \cdot \eta_{\text{ПГ}}}{i_{\text{III}} - i} = \frac{17,5 \cdot 1,57 \cdot (437 - 120) \cdot 0,98}{3315 - 419} = 2,95, \text{кг/с}$$

15. Встановлена потужність парогенератора:

$$N_{\text{ГТ}} = \frac{3600 \cdot D}{d} = \frac{3600 \cdot 2,95}{4} = 2655, \text{кВт}.$$

Дані для розрахунку наведені в таблиці 7.

Таблиця 7 – Дані для розрахунку до розрахункової роботи №4

№пп	Дуття			Температура, °С						ККД	Склад доменного газу, %									
	Витрата повітря $V_{\text{дв}}, \text{м}^3/\text{с}$	Тиск, $P_{\text{дв}}$, МПа	Температура $t_{\text{дв}}, \text{°С}$	Доменного газа на виході з печі	Холодного повітря, $t_{\text{вх}}$	Продуктів згоряння під куполом капелана	Продуктів згоряння перед газовою	Перегрітої пари, $t_{\text{п.п.}}$	Продуктів згоряння на виході з КУ, $t_{\text{куп.}}$		КВТ каулера, $\eta_{\text{гор}}$	Турбіни і компрессора, $\eta_{\text{т.г}}$	Парогенератора $\eta_{\text{п.г}}$	Литома витрата пари, d	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	CO ₂	H ₂ O
1	30	0,40	1100	250	10	1580	780	400	110	0,90	0,83	0,95	3,3	17	17	0,1	31,9	24	10	4,1
2	32	0,41	1120	260	11	1585	790	4115	115	0,89	0,84	0,96	3,4	16	16	0,2	29,8	27	11	4,2
3	34	0,42	1140	270	12	1590	800	420	120	0,88	0,85	0,97	3,5	18	15	0,3	31,7	23	12	4,3
4	36	0,43	1160	280	13	1595	810	430	125	0,87	0,86	0,95	3,6	16	17	0,1	34,9	22	10	4,4
5	38	0,44	1180	290	14	1580	820	450	130	0,86	0,87	0,96	3,7	15	16	0,2	34,8	23	11	4,5
6	40	0,45	1190	300	15	1585	830	460	135	0,85	0,88	0,97	3,8	14	15	0,3	34,7	24	12	4,6
7	42	0,56	1200	310	16	1590	760	470	140	0,84	0,89	0,94	3,9	20	17	0,1	37,9	15	10	4,7
8	44	0,47	1210	250	17	1595	770	400	110	0,83	0,90	0,95	4,0	17	16	0,2	40,8	25	11	4,8
9	46	0,48	1100	260	18	1580	780	410	115	0,82	0,91	0,96	4,1	16	15	0,3	32,7	24	12	4,9
10	48	0,49	1110	270	19	1585	790	420	120	0,81	0,92	0,97	4,2	17	17	0,1	35,9	20	10	5,0
11	30	0,50	1120	280	20	1590	800	430	125	0,90	0,93	0,94	4,3	18	16	0,2	33,8	21	11	5,1
12	32	0,51	1130	290	21	1595	810	440	130	0,89	0,94	0,95	3,3	17	15	0,3	31,7	24	12	5,2
13	34	0,52	1140	300	22	1580	820	450	135	0,88	0,83	0,96	3,4	18	17	0,1	36,9	18	10	4,1
14	35	0,40	1150	310	23	1585	830	460	140	0,87	0,84	0,97	3,5	17	16	0,2	36,8	19	11	4,2
15	37	0,41	1160	250	24	1590	770	400	110	0,86	0,85	0,95	3,6	16	15	0,3	28,7	28	12	4,3
16	39	0,42	1170	260	25	1595	780	410	115	0,85	0,86	0,96	3,7	18	17	0,1	31,9	23	10	4,4
17	41	0,43	1180	270	26	1580	790	420	120	0,84	0,87	0,97	3,8	17	16	0,2	31,8	24	11	4,5
18	43	0,44	1190	280	27	1585	800	430	125	0,83	0,88	0,94	3,9	15	15	0,3	31,7	25	12	4,6
19	45	0,45	1200	290	28	1590	810	440	130	0,82	0,89	0,95	4,0	19	17	0,1	34,9	19	10	4,7
20	47	0,46	1210	300	29	1595	820	450	135	0,81	0,90	0,96	4,1	18	16	0,2	34,8	20	11	4,8
21	49	0,47	1200	310	30	1580	830	460	140	0,90	0,91	0,97	4,2	17	15	0,3	34,7	21	12	4,9
22	31	0,48	1190	250	31	1585	780	400	110	0,89	0,92	0,94	4,3	18	17	0,1	32,9	22	10	5,0
23	33	0,49	1180	260	32	1590	790	410	115	0,88	0,93	0,95	4,2	16	16	0,2	32,8	22	11	5,1

Приложение Ж

Методические указания к расчетной работе №5 «Розрахунок установки заглибного горіння»

Заглибне горіння – це спосіб спалювання твердого, рідкого чи газоподібного палива в рідкому середовищі. Як рідке середовище використовуються шлак, розплави і розчини солей і ін.

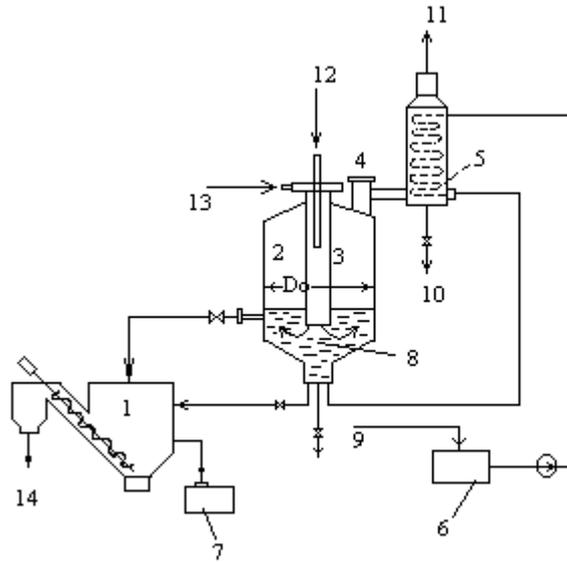
Такий спосіб спалювання палива почав застосовуватися на теплових електростанціях для спалювання вугілля в шлаковому розплаві, а також у різних виробництвах хімічної промисловості.

На рисунку 55 наведена схема установки для випарювання агресивних і солевмістних розчинів. В апаратах цього типу випарювання розчинів і конденсація газоподібних речовин, що утворюються в зоні горіння, здійснюється за рахунок тепла продуктів згоряння. Нагрівальні елементи в цих апаратах відсутні.

К.В.Т. палива у випарних установках із заглибними пальниками досягає 90-95%.

ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ:

- Тип розчину – хлорид магнію, $MgCl_2$;
- Витрата розчину – $G_p=1$ кг/с;
- Теплоємність розчину – $C_p=3,78$ кДж/кг·К;
- Кількість води, що випарилася – $G_v=0,26$ кг/с;
- Концентрація розчину після випарювання $M_k=35\%$ $MgCl_2$;
- Початкова температура розчину – $t_n=25$ °С;
- Кінцева температура розчину – $t_k=135$ °С;
- Вологовміст парогазової суміші $d=0,62$;
- Теплота спалювання палива $Q_H^p=35,8$ МДж/м³;
- Коефіцієнт витрати повітря $\alpha=1,1$;
- Паливо – природний газ;
- Діаметр апарата $D_0=2,5$ м.



1 – відстійник солі; 2 – випарний апарат; 3 – пальник; 4 – вибуховий запобіжний клапан; 5 – теплообмінник-конденсатор; 6 – збірник свіжого розчину; 7 – бак для упареного розчину; 8 – камера згоряння; 9 – свіжий розчин; 10 – конденсат; 11 – димові гази; 12 – газ; 13 – повітря; 14 – сіль

Рисунок 55 – Принципова схема установки заглибного горіння

РОЗРАХУНОК

1. Ентальпія парогазової суміші при $t_{\text{пр}}=t_{\text{к}}+5$ (приймаємо температуру парогазової суміші на 5 градусів вище, ніж кінцева температура розчину):

$$I_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пр}} \cdot (t_{\text{к}} + 5)}{d} + i_{\text{п}},$$

де $i_{\text{п}}$ – ентальпія пари при $t_{\text{к}}$ і парціальному тиску, що відповідає заданому "d"

$C_{\text{пр}}=1,01$ – теплоємність парогазової суміші (приймається).

$$I_{\text{пр}} = \frac{1,01 \cdot 140}{0,62} + 2760 = 2988 \text{ кДж/кг пари.}$$

2. Теплове навантаження (теплова потужність) на заглибний пальник з обліком тепловідводу в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{г}} = 1,02 [G_{\text{в}}(I_{\text{пр}} - C_{\text{п}}t_{\text{к}}) + G_{\text{п}}C_{\text{п}}(t_{\text{к}} - t_{\text{н}})] =$$

$$=1,02[0,26(2988 - 3,78 \cdot 135) + 1 \cdot 3,78(135 - 25)] = 1030 \text{ кВт.}$$

3. Витрата газоподібного палива:

$$V_T = \frac{Q_T}{Q_H^P} = \frac{1030}{35,8 \cdot 10^3} = 0,0288 \text{ м}^3/\text{с.}$$

4. Витрата повітря для спалювання палива:

$$V_{B3} = V_{B3}^0 \cdot \alpha \cdot V_T = 9,5 \cdot 1,1 \cdot 0,0288 = 0,301 \text{ м}^3/\text{с.}$$

5. Кількість продуктів згоряння:

$$V_{п.с} = [V_{п.с}^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{B3}^0] \cdot V_T = (10,5 + 0,1 \cdot 9,5) \cdot 0,288 = 0,335 \text{ м}^3/\text{с},$$

де $V_{п.с}^0 = V_{B3}^0 + 1 = 9,5 + 1 = 10,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

6. Температура продуктів згоряння в камері згоряння:

$$t_{п.с} = \frac{0,9 \cdot Q_H^P}{V'_{п.с} \cdot C_{п.п}} = \frac{0,9 \cdot 35,8 \cdot 10^3}{11,45 \cdot 1,63} = 1700^\circ\text{C},$$

де $V'_{п.с} = V_{п.с}^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{B3}^0 = 10,5 + 0,1 \cdot 9,5 = 11,45 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

7. Об'ємна витрата продуктів згоряння на виході із сопла:

$$V_{п.с}^t = V_{п.с} \cdot \frac{t_{п.с} + 273}{273} = 0,335 \cdot \frac{1973}{273} = 2,42, \text{ м}^3/\text{с.}$$

8. Діаметр камери згоряння :

$$d_K = \sqrt{\frac{V_{п.с}^t}{0,785 \cdot W_K}} = \sqrt{\frac{2,42}{0,785 \cdot 30}} = 0,32, \text{ м.}$$

де $W_K=30 \text{ м/с}$ – оптимальна швидкість газового середовища в камері згоряння. За практичними і теоретичними даними вона не повинна бути нижче за швидкість поширення полум'я в газоповітряній суміші.

9. Діаметр сопла зовнішньої частини пальника:

$$d_c = \sqrt{\frac{V_{п.с}^t}{0,785 \cdot W_c}} = \sqrt{\frac{2,42}{0,785 \cdot 50}} = 0,25, \text{ м.}$$

де $W_c=50 \text{ м/с}$ – гранична швидкість продуктів згоряння (газового потоку) на виході із сопла, прийнята з умови оптимального режиму барботажу (мінімального розбризкування розчину і віднесення крапельок розчину з ванни).

10. Визначимо режим витікання газового середовища в рідку ванну:

$$Re_{дій} = \frac{W_c \cdot d_c}{\nu_r} = \frac{50 \cdot 0,25}{25,7 \cdot 10^{-6}} = 486381$$

де ν_r – коефіцієнт кінематичної в'язкості газоповітряній суміші, зумовлений температурою t_k розчину .

11. Знаходимо з критеріального рівняння, що описує гідродинамічні процеси барботажу, оптимальну глибину занурення пальника, приймаючи умовно, що діаметр газового потоку в рідині дорівнює діаметру апарата:

$$h_{опт} = 850 \cdot D_o \frac{\left(\frac{D_o}{d_c}\right)^2}{R_{дій}} = 850 \cdot 2,5 \cdot \frac{\left(\frac{2,5}{0,25}\right)^2}{486381} = 0,44, \text{ м.}$$

12. Середня температура парогазової суміші на виході з рідкої ванни:

$$t_{пг}^{ср} = \frac{t_{пс} - t_{пг}}{\ln \frac{t_{пс}}{t_{пг}}} = \frac{1700 - 140}{\ln \frac{1700}{140}} = 624^\circ\text{C} .$$

13. Витрата продуктів згоряння, що беруть участь у барботажі:

$$V_b = V_{пс} \cdot \frac{T_{пг}^{ср}}{273} = 0,335 \cdot \frac{624 + 273}{273} = 1,1, \text{ м}^3/\text{с.}$$

14. Швидкість продуктів згоряння, приведена до поперечного переріза апарата:

$$W_A = \frac{V_b}{0,785 \cdot D_o^2} = \frac{1,1}{0,785 \cdot 2,5^2} = 0,22, \text{ м/с.}$$

15. Режим барботажу рідини в апараті:

$$Re_b = \frac{W_A \cdot D}{\nu} = \frac{0,22 \cdot 2,5}{9,81 \cdot 10^{-6}} = 56065.$$

16. Критерій теплової напруги:

$$Pi_q = 0,01 \cdot Re_b^{1,25} \cdot \left(\frac{h_{опт}}{D_o}\right)^{0,25} = 0,01 \cdot 56065^{1,25} \cdot \left(\frac{0,44}{2,5}\right)^{0,25} = 5587,8.$$

17. Теплова напруга при випарюванні розчину:

$$q = \frac{P_q \cdot t_{\text{ПС}}^{\text{CP}} \cdot \lambda}{D_o^2} = \frac{5587,8 \cdot 624 \cdot 0,675 \cdot 10^{-3}}{2,5^2} = 376,6, \text{ кВт/м}^3.$$

де $\lambda=0,675$ Вт/м·К – теплопровідність розчину.

18. Обсяг розчину, що знаходиться в апараті:

$$V_p = \frac{Q_{\Gamma}}{q} = \frac{1030}{376,6} = 2,73, \text{ м}^3.$$

19. Повний обсяг апарата при коефіцієнті завантаження $\eta=0,6$ складе:

$$V_A = \frac{V_p}{\eta} = \frac{2,73}{0,6} = 4,55, \text{ м}^3.$$

Дані для розрахунку наведені в таблиці 8.

Таблиця 8 – Дані для розрахунку до розрахункової роботи №5

№ п/п	Тип розчину	Витрата розчину G_p , кг/с	Теплоємність розчину C_p	Кількість води G_B , кг/с	Концентрація розчину M_k , %	$t_{\text{н}}$, °C	$t_{\text{к}}$, °C	d	α	Паливо	Діаметр апарату, м	λ розчин/К
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	CaCl ₂	0,5	3,0	0,48	20	10	120	0,58	1,12	50ПГ 50ДГ	1,6	0,52
2	MgCl ₂	0,6	3,1	0,46	21	11	124	0,59	1,14	КГ	1,7	0,54
3	KCl	0,8	3,2	0,44	22	12	128	0,60	1,16	ПГ	1,8	0,56
4	NaCl	1,2	3,3	0,42	23	13	130	0,61	1,18	50КГ 50ПГ	1,9	0,58
5	CaCl ₂	1,3	3,3	0,40	24	14	132	0,62	1,19	10КГ 90ПГ	2,0	0,60
6	MgCl ₂	1,4	3,4	0,38	25	15	134	0,63	1,20	20ПГ 80ДГ	2,1	0,61
7	KCl	1,5	3,4	0,36	26	16	136	0,64	1,10	30ПГ 70ДГ	2,2	0,62
8	NaCl	1,6	3,4	0,34	27	17	138	0,65	1,11	40ПГ 60ДГ	2,2	0,63
9	CaCl ₂	1,7	3,5	0,32	28	18	139	0,66	1,12	10КГ 90ДГ	2,3	0,64
10	MgCl ₂	1,8	3,5	0,30	29	19	140	0,67	1,13	20КГ 80ДГ	2,3	0,65
11	CaF ₂	1,9	3,5	0,29	30	20	142	0,68	1,14	30КГ 70ДГ	2,3	0,66

Продовження таблиці 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
12	MgF ₂	2,0	3,5	0,28	31	21	144	0,69	1,15	40КГ 60ДГ	2,4	0,67
13	KF	2,1	3,6	0,28	32	22	146	0,70	1,16	50КГ 50ДГ	2,4	0,68
14	NaF	2,2	3,6	0,27	33	23	148	0,58	1,17	60КГ 40ДГ	2,4	0,69
15	KBr	2,3	3,6	0,27	34	24	150	0,59	1,18	70КГ 30ДГ	2,4	0,70
16	NaBr	2,4	3,7	0,27	35	25	155	0,60	1,19	10ПГ 90КГ	2,5	0,71
17	CaBr ₂	2,5	3,7	0,26	36	26	160	0,61	1,20	20ПГ 80КГ	2,5	0,72
18	MgBr ₂	2,6	3,7	0,25	37	27	165	0,62	1,21	30ПГ 70КГ	2,5	0,73
19	CaCl ₂	2,7	3,8	0,24	38	28	170	0,63	1,22	40ПГ 60КГ	2,6	0,74
20	MgCl ₂	2,8	3,8	0,24	39	29	175	0,64	1,20	10ДГ 90ПГ	2,6	0,75
21	KCl	2,9	3,9	0,23	40	30	180	0,65	1,19	20ДГ 80ПГ	2,6	0,76
22	NaCl	3,0	3,9	0,23	41	31	185	0,66	1,18	30ДГ 70ПГ	2,7	0,77

Приложение 3

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Понятие „вторичные энергетические ресурсы” (ВЭР). Классификация ВЭР.
2. Обзор ВЭР в металлургической отрасли и общая оценка их использования по переделам.
3. Использование физической теплоты отходящих газов для подогрева компонентов горения в рекуператорах. Классификация рекуператоров по различным признакам (теплообмен, материал стенки).
4. Металлические конвективные рекуператоры. Достоинства и недостатки. Способы интенсификации теплопередачи. Аэродинамика и теплообмен.
5. Керамические рекуператоры. Достоинства и недостатки. Типы конструкций рекуператоров. Способы уменьшения утечек нагреваемой среды.

6. Проектный расчет рекуператора.
7. Использование физической теплоты отходящих газов для подогрева компонентов горения в регенераторах. Типы камер. Типы насадок. Достоинства и недостатки регенераторов.
8. Тепловые процессы в регенераторах. Параметры работы. Проектный расчет регенератора.
9. Использование физической теплоты отходящих газов для получения пара в котлах-утилизаторах. Классификация и схема КУ.
10. Использование теплоты охлаждающих сред. Анализ способов охлаждения элементов металлургических печей, возможности использования ВЭР.
11. Испарительное охлаждение. Теоретические основы. Достоинства и недостатки. Основные положения конструирования.
12. Обзор использования ВЭР конечного продукта по переделам металлургического производства.
13. Установка сухого тушения кокса. Мокрое и сухое тушение, достоинства и недостатки. Схема УСТК. Аэродинамика УСТК.
14. Энерготехнологическое комбинирование с использованием ВЭР методической нагревательной печи. Схема, анализ.
15. Энерготехнологическое комбинирование с использованием ВЭР мартеновской печи. Схема, анализ.
16. Энерготехнологическое комбинирование с использованием ВЭР доменной печи. Схема, анализ.
17. Энерготехнологическое комбинирование с использованием ВЭР кислородного конвертора. Схема, анализ.
18. Оценка эффективности использования ВЭР в металлургическом производстве.

Курбатов Юрий Леонидович
Масс Николай Степанович
Кравцов Владлен Васильевич
Касютина Татьяна Геннадьевна

Учебное пособие

**Вторичные энергоресурсы,
энерготехнологическое комбинирование
и ресурсоэнергосбережение**