



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

**Методические указания**  
**«ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАБОТЫ**  
**ПОВЕРХНОСТНОГО КОНДЕНСАЦИОННОГО**  
**ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА»**  
по дисциплине

**«Современные системы**  
**климатизации зданий»**



Авторы  
Галкина Н. И.  
Новгородский Е. Е.

Ростов-на-Дону, 2019

## Аннотация

Описаны принцип действия, конструкция, компоновка и методика расчета поверхностных конденсационных теплоутилизаторов для глубокого охлаждения продуктов сгорания, обеспечивающих повышение коэффициента использования топлива теплогенерирующих установок на базе теплообменников типа КСк. Рассматриваются вопросы повышения эффективности использования теплоты продуктов сгорания природного газа в действующих и вновь проектируемых котельных путем установки поверхностных конденсационных теплоутилизаторов.

Предназначены для бакалавров направления 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» очной и заочной формы обучения

## Авторы

Доцент, к.т.н., доцент  
Галкина Н.И.

Профессор  
Новгородский Е.Е.



## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАБОТЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ .....</b>	<b>5</b>
Характеристика теплоутилизационного оборудования ....	5
Особенности глубокого охлаждения дымовых газов в поверхностных конденсационных теплообменниках .....	5
Выбор оптимальных параметров утилизационной установки и пути их достижения.....	8
Водный режим теплоутилизационной установки .....	9
Компоновка теплоутилизационной установки.....	11
<b>2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА .....</b>	<b>14</b>
Исходные данные к расчету.....	14
Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания .....	14
Тепловой баланс установки .....	18
Тепловой расчет ступеней установки .....	20
Аэродинамический расчет газового тракта котлоагрегатов с теплоутилизаторами.....	25
Гидравлический расчет теплоутилизаторов.....	28
<b>3. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА .....</b>	<b>30</b>
Исходные данные .....	30
Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания .....	31
Тепловой баланс установки .....	31
<b>Список литературы .....</b>	<b>44</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....</b>	<b>45</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....</b>	<b>45</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 3 .....</b>	<b>46</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 4 .....</b>	<b>47</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование технологии энергосбережения, экономия топлива и других природных ресурсов, охрана окружающей среды являются приоритетными направлениями развития фундаментальных исследований в области энергетики.

Большинство теплогенерирующих установок работают с довольно высоким коэффициентом полезного действия, но возможности для его увеличения далеко не исчерпаны.

В настоящее время резко повысились цены на топливо и тепловую энергию и стало экономически целесообразным глубокое охлаждение продуктов сгорания природного газа. При этом может быть более полно использована не только физическая теплота дымовых газов, но и, что особенно важно, скрытая теплота конденсации водяных паров, в них содержащихся. Коэффициент полезного действия котлоагрегата может быть повышен на 8-12%.

Анализ работы газифицированных теплогенерирующих установок показывает, что одним из путей существенного повышения коэффициента использования топлива (КИТ) является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (КТ). В этом случае повышение КИТ установки на 1% осуществляется за счет снижения температуры уходящих газов на 2-4 °С. В КТ наряду с охлаждением продуктов сгорания происходит снижение содержания оксидов азота в уходящих газах.

Утилизированная в котельной теплота может быть использована для нагрева исходной и химочищенной воды, подогрева дутьевого воздуха, целей горячего водоснабжения и низкотемпературного отопления помещений.

В последние годы, благодаря развитию технологии машиностроения, появились более совершенные конструкции теплообменников, в частности биметаллические, и для указанных выше целей рядом организаций стали использоваться рекуперативные конденсационные теплоутилизаторы, по многим важным показателям превосходящие контактные.

## **1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАБОТЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ**

### **Характеристика теплоутилизационного оборудования**

В качестве основного оборудования рекомендуется использовать калориферы типа КСк для горячей и перегретой воды давлением до 1,2 МПа и температурой до 180 °С [2]. Теплоутилизаторы аналогичны калориферам типа КСк с биметаллическими теплопередающими элементами. Они представляют собой стальную несущую трубу диаметром 16x1,2 мм, защищенную снаружи алюминиевой оболочкой с накатанными ребрами следующих параметров: наружный диаметр 39 мм, диаметр основания ребра 20 мм, толщина ребра 0,825 мм, расстояние между ребрами (шаг) 3,4 мм.

Расположение труб в пучке калорифера – шахматное равностороннее с поперечным шагом 41,5 мм и продольным – 36 мм. Число рядов трубок по ходу газов – три или четыре.

Механические и конструктивные данные калориферов приводятся в прил. 1 и 2. Калориферы имеют трубные решетки, к которым приварены трубки и распределительно-сборные коллекторы, благодаря которым осуществляется многоходовое движение теплоносителя. Съемные боковые щитки присоединяются к торцам трубных решеток болтами.

### **Особенности глубокого охлаждения дымовых газов в поверхностных конденсационных теплообменниках**

Процессы охлаждения газов в контактных и поверхностных конденсационных теплообменниках существенным образом отличаются друг от друга. Механизм охлаждения газов в контактном теплообменнике намного сложнее, поскольку наряду с теплообменом происходит и массообмен между газами и водой при их непосредственном соприкосновении.

В контактных теплообменниках с активной насадкой (КТАН) вначале подогрев орошающей воды сопровождается испарением ее и увлажнением газов, а по мере охлаждения газов и воды происходит конденсация водяных паров и подсушка продуктов сгорания. Причем подогрев воды возможен лишь до температуры мокрого термометра, примерно равной температуре кипения воды

при парциальном давлении паров  $H_2O$  в дымовых газах.

На рис. 1 изображен процесс охлаждения газов в поверхностном конденсационном теплообменнике котлоагрегата ДЕ-25-14ГМ на  $i$ - $d$  диаграмме продуктов сгорания природного газа российских месторождений. Сначала процесс охлаждения газов происходит при постоянном влагосодержании (вертикальная линия 1-2).

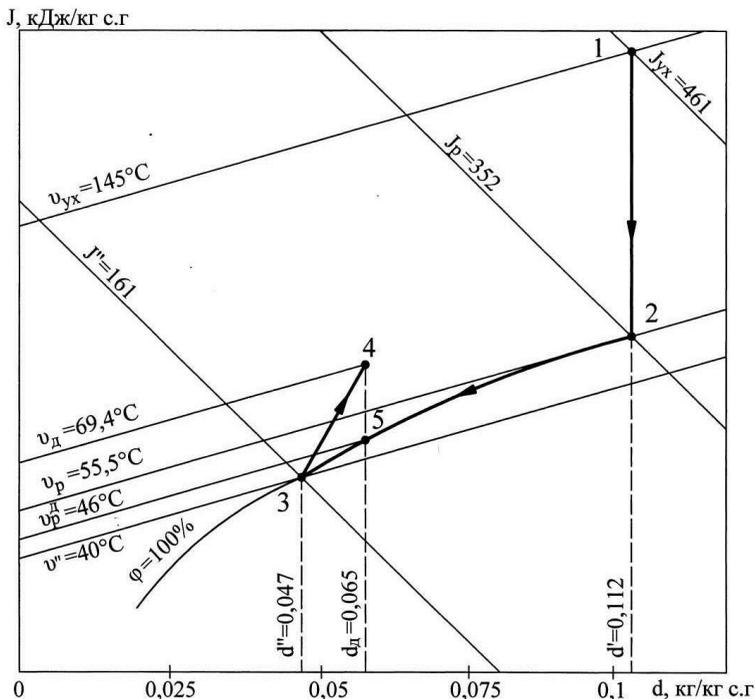


Рис. 1. Процесс охлаждения газов в теплоутилизаторе котлоагрегата ДЕ-25-14ГМ на  $i$ - $d$ -диаграмме. Состояние дымовых газов: 1 – на входе в утилизатор; 2 – в точке росы; 3 – на выходе из теплоутилизатора; 4 – после смешения с байпасируемым потоком; 5 – в точке росы смеси.

После достижения газами 100%-ной относительной влажности (точка 2-пересечения с кривой  $\phi=100\%$ ) начинается процесс осушения газов путем конденсации из них водяных паров. Точка пересечения прямой  $d'=\text{const}$  и кривой  $\phi=100\%$  является точкой росы, а соответствующая ей температура газов – температурой точки росы  $t_p$ . Глубина осушения газов зависит от темпера-

туры продуктов сгорания на выходе из теплообменника  $\mathcal{G}''$ : точка 3 пересечения соответствующей изотермы с кривой  $\varphi=100\%$  определяет остаточную влажность дымовых газов.

Как показывают расчеты, начальное влагосодержание дымовых газов (в килограммах на 1 кг сухих газов) и, следовательно, температура точки росы существенно зависят от коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания и в значительно меньшей степени – от состава природного газа и влагосодержания дутьевого воздуха.

Наиболее точно влажность продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор может быть определена по методике, принятой при тепловом расчете котельного агрегата. Для приближенного определения  $d'$  и  $u_p$  продуктов сгорания природного газа российских месторождений можно воспользоваться следующими эмпирическими формулами [1]:

$$d'=(1+0.01a)/(7.83a-0.83), \text{ кг/кг с.г.}; \quad (1.1)$$

$$u_p=37.1 \lg(259d), \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.2)$$

Зависимость влагосодержания и энтальпии насыщенной парогазовой смеси от температуры (точки росы) приводится в прил. 4 [2].

Как следует из выражений (1.1) и (1.2), уменьшение коэффициента избытка воздуха от 1,4 до 1,1 повышает влагосодержание продуктов сгорания с 0,1 до 0,14 кг/кг с.г., а точку росы – с 54 до 59  $^\circ\text{C}$ .

Таким образом, эффективность теплоиспользования в поверхностных конденсационных теплообменниках напрямую связана с необходимостью поддержания стабильного и низкого коэффициента избытка воздуха в дымовых газах, что возможно только при автоматическом регулировании подачи дутьевого воздуха в горелки.

Важным преимуществом поверхностных конденсационных теплообменников является то обстоятельство, что максимальная температура нагрева воды не зависит от температуры мокрого термометра и, как для любого противоточного рекуперативного теплообменника, ограничена условиями работы металла поверхности нагрева и оптимальным перепадом температур на ее горячем конце.

В контактных теплоутилизаторах конденсат водяных паров из дымовых газов смешивается с нагреваемой водой. При этом она поглощает из продуктов сгорания газы (углекислоту, кислород и др.), приобретая в некоторых случаях коррозионно-агрессивные свойства. В поверхностных теплообменниках отсут-

ствует контакт между продуктами сгорания и нагреваемой водой, а конденсат, выделяющейся из дымовых газов, после декарбонизации может использоваться для нужд котельной.

### Выбор оптимальных параметров утилизационной установки и пути их достижения

При проектировании поверхностных теплоутилизационных установок важное значение имеет обоснованный выбор глубины охлаждения и степени осушения дымовых газов в утилизаторе. Простое охлаждение их до температуры выше точки росы, например, 60-80 °С, хотя и ведет к повышению КПД котлоагрегата на 2-3%, нецелесообразно, а с точки зрения работы газоходов и дымовой трубы ненадежно и опасно. В результате в холодное время года температура стенок газоходов и дымовой трубы неизбежно будет ниже точки росы, и количество образующегося в них конденсата (при влагосодержании газов 0,1-0,14 кг/кг с.г) велико, что может привести к разрушению дорогостоящих сооружений. Мерой надежности в этом случае является величина разности между температурой газов, поступающих в газоход к дымовой трубе  $u_g$ , и точкой росы  $u^0_p$ . С ее увеличением защищенность газоходов, дымососа и дымовой трубы повышается.

Наиболее простым и распространенным способом увеличения этой разности является байпасирование части уходящих газов мимо теплоутилизатора.

Опыт проектирования и эксплуатации контактных и поверхностных конденсационных теплоутилизаторов показывает, что оптимальными являются следующие параметры: температура газов на выходе из калориферов  $\theta'' = 40$  °С; массовая доля газов, проходящих через теплоутилизатор  $g_n$  должна быть такой, чтобы температура смеси газов, поступающих в газоход к дымовой трубе  $u_g$  была не ниже 70 °С. К примеру (рис.1), температура уходящих из котлоагрегата газов  $u_{yx}$  равна 145 °С. Из формулы смешения следует, что  $g_n = 0.72$ , т.е. 28% горячих влажных газов ( $d' = 0,112$  кг/кг с.г) смешивается с 72% охлажденных лишенных значительной части водяных паров газов (точка 3 на рис.1) с влагосодержанием 0.047 кг/кг с.г. Этот процесс приводит к увеличению разности  $u_g - u^0_p$ . Действительно, без байпасирования эта разность близка к нулю (или даже отрицательна, т.к. покидающие утилизатор газы могут быть пересыщенными). При 30%-ном байпасировании влагосодержание смеси газов по балансу равно 0,065 кг/кг с.г. (точка 4 на рис.1). Этому влагосодержанию соот-

ветствует  $u_p=46$  °С (точка 5). Следовательно, разность  $u_g-u_p$  возросла до 24 °С. Однако байпасирование части газов уменьшает теплопроизводительность утилизатора, снижает его технико-экономические показатели и не дает полной гарантии защиты газоходов и дымовых труб в холодное время года.

Для дальнейшего увеличения разности  $u_g-u_p$  может оказаться полезным подмешивание воздуха с температурой 30-40°С из верхней зоны котельной в газоход к дымососу и дымовой трубе. Благодаря малому влагосодержанию воздуха (дымовые газы при этом подсушиваются), относительная влажность и влагосодержание их уменьшаются. Этот метод прост и удачно сочетается с необходимостью декарбонизации конденсата, выделяющегося из дымовых газов [3]. Дополнительный расход электроэнергии на эти цели мал и не окажет заметного влияния на экономичность установки.

Более радикальным средством является подмешивание к газам горячего воздуха. Так, 5% воздуха с температурой 100°С увеличивает разность  $u_g-u_p$  на 8-10°С. При подмешивании того же количества воздуха, но с температурой 250°С (это возможно при наличии за котлами воздухонагревателей), положение улучшается: разность температур  $u_g-u_p$  увеличивается на 16°С, что позволяет частично или полностью отказаться от байпасирования. В результате технико-экономические показатели установки улучшаются, несмотря на некоторое увеличение энтальпии газов, покидающих котельную.

Наконец, при отсутствии воздухоподогревателей рекомендуется рассмотреть вопрос о подогреве воздуха в водяном калорифере продувочной водой котлов, или водой, специально нагретой в первой ступени теплоутилизатора. Это мероприятие особенно эффективно, когда потребность котельной в низкопотенциальной теплоте недостаточна для глубокого охлаждения дымовых газов. При этом горячий воздух можно использовать также для дутья.

### **Водный режим теплоутилизационной установки**

Важным преимуществом поверхностных конденсационных теплоутилизаторов является то обстоятельство, что максимальная температура нагрева воды не ограничена температурой мокрого термометра, а ее состав остается неизменным. Это позволяет использовать их для нагрева химочищенной, обратной сетевой воды, целей горячего водоснабжения и др. Но обязательным условием глубокого охлаждения газов является потребность котель-

ной в достаточно большом количестве воды с возможно более низкой начальной температурой (ниже точки росы). Этим требованиям чаще всего отвечает исходная сырая вода, особенно при открытой системе теплоснабжения. Она должна подаваться в последние по ходу газов ступени теплоутилизатора и нагреваться до температуры, которую допускает схема водоподготовки. А в первые ступени – поток, температура подогрева которого может быть наибольшей.

Исходя из опасности коррозии внутренних поверхностей трубок калориферов, целесообразно подавать в них воду с минимальной температурой и максимально возможными жесткостью, щелочностью и рН. Этим условиям в наибольшей степени также отвечает исходная сырая вода, а в наименьшей – умягченная после химводоочистки.

В поверхностном теплоутилизаторе выделяется примерно 0,8 т/ч конденсата водяных паров из дымовых газов на 1 мВт утилизированной мощности. Его целесообразно использовать для питания паровых котлов. В отопительных паровых котельных (без подачи пара на производственные нужды) этого количества конденсата достаточно, чтобы компенсировать потери воды в контуре, обеспечив чисто конденсатный режим работы котлов. В водогрейных котельных конденсат может использоваться для подпитки теплосети даже в открытых системах теплоснабжения при согласовании с органами Госсанинспекции. Это подтверждают данные Нижегородского сантехпроекта, (прил. 4), согласно которым по большинству показателей конденсат поверхностных теплоутилизаторов соответствует требованиям ГОСТ 2874-82 «Вода питьевая». Следует также иметь в виду, что доля его в подпиточной воде открытых систем теплоснабжения невелика.

По данным того же проектного института из-за растворения в конденсате заметного количества дымовых газов уменьшение вредных выбросов в атмосферу составляет: оксидов азота 30-50%, двуокиси углерода 10-12%, а водяных паров 40%. К тому же, благодаря теплоутилизаторам, КПД котлоагрегатов возрастает на 8-12%, соответственно снижается количество сжигаемого газа, что увеличивает экологический эффект. Наконец, дополнительная выработка конденсата уменьшает производительность водоподготовки, сокращает расход реагентов и сброс вредных стоков с ХВО (в частности, хлоридов от 10% на крупных до 50% для мелких котельных).

Однако этот конденсат обладает выраженными агрессивными свойствами, так как содержит до 70 мг/кг растворенной уг-

лекислоты, а водородный показатель рН составляет 4-6. Для предотвращения углекислотной коррозии конденсатного тракта рекомендуются следующие меры:

- «мокрая часть» теплоутилизатора может быть выполнена из алюминиевых листов, нержавеющей стали или углеродистой с антикоррозионным покрытием;
- для уменьшения концентрации растворенной углекислоты в конденсате в сборном баке можно организовать декарбонизацию;
- при конденсатном питании котлоагрегатов для повышения рН питательной воды до 9,0-9,2 следует осуществить аминирование путем периодической дозировки аммиачной воды в сборный бак конденсата и поддерживать концентрацию аммиака в питательной воде на уровне 1 мг/кг.

### **Компоновка теплоутилизационной установки**

Поверхностные конденсационные установки могут быть групповыми, т.е. общими для всей котельной, с использованием дымовых газов из общего борового или индивидуальными, когда они устанавливаются за каждым котлоагрегатом и используют теплоту газов только этого котла. Решение данного вопроса зависит от:

- соотношения потребности и возможной выработки горячей воды теплоутилизаторами или использовании ими газов всех рабочих котлов;
- компоновочных возможностей, т.е. от наличия места за котлами в здании котельной или вне него;
- расположения дымососов и дымовой трубы;
- числа установленных котлов и режима их загрузки в разное время года.

Поагрегатная (индивидуальная) установка хвостовых поверхностей нагрева и тягодутьевых устройств, применяемая при проектировании теплогенераторов любой производительности, полностью себя оправдала и целесообразна при установке поверхностных конденсационных теплоутилизаторов. Такая установка позволяет максимально использовать теплоту уходящих газов котлов и рекомендуется для вновь проектируемых и большинства действующих теплогенераторов. Особенно эта схема эффективна, когда потребность в теплоте на подогрев исходной сырой, химочищенной воды и целей горячего водоснабжения составляет не менее 10-15% от общей выработки теплоты теплогенератором.

В противном случае может оказаться целесообразной установка группового или общего теплоутилизатора на всю установку на напорной стороне дымососов. Такое решение часто диктуется условиями компоновки в действующих теплогенераторных установках. Опыт эксплуатации подобных объектов свидетельствует о том, что и в этом случае можно получить достаточно высокий экономический эффект при снижении капитальных затрат и упрощении эксплуатации установки.

При решении вопроса об установке теплоутилизаторов (групповых и индивидуальных) на напорной стороне, приходится считаться с тем, что расход электроэнергии на тягу увеличивается, так как сопротивление газового тракта установки составляет 100-500 Па. В результате может потребоваться замена дымососа на более высоконапорный (в общей установке – всех дымососов), т.е. увеличиваются и капитальные затраты. К тому же часть общего боров котельной между дымососами и теплоутилизатором окажется под избыточным статическим давлением, что для кирпичных и бетонных боровов недопустимо из-за возможности проникновения дымовых газов и влаги внутрь конструкции газохода. Таким образом, установка теплоутилизаторов на напорной стороне дымососов может быть рекомендована только в случае применения стальных газоходов. При этом должны быть приняты меры по их уплотнению и надежному отключению от газового тракта остановленных теплогенераторов.

Теплоутилизаторы должны быть отключаемыми по воде и газам, поскольку режимы производства теплогенераторами тепловой энергии (пара или перегретой воды) редко совпадают с режимом потребления горячей воды более низкой температуры, вырабатываемой теплоутилизаторами. К тому же при переводе теплогенераторов с природного газа на резервное топливо утилизаторы необходимо отключать. Байпасный газоход рассчитывают на пропуск 100% дымовых газов. В нем устанавливается заслонка, регулирующая пропуск газов через теплоутилизатор.

Поверхностные конденсационные теплоутилизаторы имеют водяные коммуникации, работающие при низких температурах. Поэтому они в холодное время года подвержены замерзанию и их целесообразно устанавливать в помещении, если это не приводит к увеличению и удорожанию здания. В теплогенераторных установках, построенных по типовым проектам, теплоутилизаторы редко удается установить внутри помещения.

Поверхностные теплоутилизаторы относятся к категории оборудования, которое можно устанавливать и вне здания. При

этом необходимо предусматривать соответствующую тепло- и гидроизоляцию корпусов теплоутилизаторов, горячих и холодных газоходов и особенно водяных коммуникаций. Необходимо также обеспечить возможность полного опорожнения всей системы от воды, в том числе и трубок теплоутилизаторов, что затруднительно, но крайне необходимо. Конденсатные баки и насосы желательнее устанавливать в помещении.

Как уже отмечалось, теплоутилизационная установка собирается из двух-трех последовательно включенных по газам калориферов-теплоутилизаторов типа КСк. Фронтальное сечение их должно находиться в горизонтальной плоскости, а движение газов сверху вниз для обеспечения условий срыва образующихся конденсационных пленок. В выходной камере теплоутилизатора организуется резкий поворот дымовых газов на 90°С и более, что способствует сепарации. Отсепарированный конденсат через гидрозатвор в нижней части выходной камеры самотеком стекает в сборный бак.

Массовую скорость дымовых газов в поверхностных теплоутилизаторах принято относить к фронтальному сечению калорифера. Она определяется технико-экономическими соображениями и необходимостью срыва конденсатных пленок. Предварительно ее можно принимать равной 5-7 кг/(м<sup>2</sup>·с) с последующей проверкой аэродинамическим расчетом.

## 2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

При проектировании теплоутилизационных установок производятся тепловой, аэродинамический и гидравлический расчеты.

В методике учитывают требования нормативных способов теплового [5], аэродинамического [6] и гидравлического расчетов котельных агрегатов (установок).

В частности, здесь делаются ссылки на расчетные формулы и справочные данные, приведенные в учебном пособии «Тепловой расчет котельных агрегатов» [7], составленном на основе нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов.

### Исходные данные к расчету

2.1.1. Состав сухого газообразного топлива в процентах по объему, его плотность  $\rho_{г.мн}$ , кг/м<sup>3</sup>, и низшая теплота сгорания  $Q_{сн}$ , кДж/м<sup>3</sup>, при нормальных условиях принимаются по [5,7,8]. Возможно использование данных, полученных эксплуатирующими организациями. При отсутствии сведений по теплоте сгорания топлива она может быть рассчитана по формуле смешения [7]. Плотность сухого газа может быть вычислена по формуле (4-17) [6].

2.1.2. Основные расчетные характеристики котлоагрегатов, их газового тракта и дымососов принимают по результатам испытаний, расчетов, справочным данным [8] и сводят в табл. (см. табл. 2.1).

2.1.3. В качестве нагреваемого теплоносителя можно использовать исходную сырую, химочищенную воду и воду для горячего водоснабжения. С точки зрения охлаждения газов необходимо, по крайней мере, в последнюю по ходу газов ступень теплоутилизатора подавать воду с возможно более низкой температурой и нагревать ее ниже точки росы дымовых газов. Характеристикой каждого потока воды является его расход  $G_i$ , кг/с и температура на входе в теплоутилизатор  $t'_{i}$ , °С.

### Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания

2.2.1. Теоретические объемы воздуха  $V^0$  и продуктов сгорания  $V^{0N_2}$ ,  $V^{0RO_2}$ ,  $V^{0H_2O}$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, при использовании типовых топлив могут быть приняты по таблице XII [6]. В противном случае их расчет рекомендуется вести по форме табл. 3-1 [7] и приведен-

ным там формулам.

2.2.2. Действительные объемы, массы и влагосодержание продуктов сгорания, объемные доли и парциальные давления водяных паров вычисляются при коэффициенте избытка воздуха в газоходе утилизатора  $\alpha_{yx}$ . Он представляет собой сумму коэффициента избытка воздуха в уходящих газах  $\alpha_{yx}$  и присоса воздуха в борове от экономайзера до утилизатора  $\alpha_{бор}$ . Последний выбирается по табл. XVI [5] или табл. V [7], ориентировочно можно принять  $\alpha_{бор}$  равным 0,03. Поскольку теплоутилизационная установка герметична по газам, присосами воздуха в ней пренебрегают.

Расчет рекомендуется вести по форме табл. 2.2 и приведенным там формулам для одного-двух характерных режимов работы установки (если коэффициент избытка воздуха различен).

2.2.3. Энтальпии продуктов сгорания на  $1 \text{ м}^3$  газа вычисляются для одного-двух характерных режимов работы установки при соответствующем коэффициенте избытка воздуха в газоходе утилизатора. Расчет ведут по форме табл. 2.3.

Здесь же приведены расчетные формулы, в том числе для определения энтальпии теоретического объема воздуха. Входящие в них энтальпии одного кубометра воздуха ( $ct$ )<sub>в</sub>, углекислого газа, азота и водяных паров ( $cu$ )<sub>г</sub>, кДж/м<sup>3</sup>, равны соответственно:

при 100 °С – 132, 170, 130, 151;  
при 200 °С – 266, 358, 260, 304.

Таблица 2.1

Расчетные характеристики котлоагрегатов

Наименование	Величина
1	2
Тип котлоагрегата – ДЕ-6,5-14ГМ	
Температура уходящих газов $u_{yx}$ , °С	140
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{yx}$	1,35
Расчетный расход топлива $V_p$ , м <sup>3</sup> /с	0,128
КПД брутто по низшей теплоте сгорания $\eta_{к.а.}$ , %	91,1
Теплопроизводительность $Q_{к.а.}$ , МВт	4,21
Коэффициент сохранения теплоты $\phi$	0,975
Сопротивление газового тракта котлоагрегата $\Delta h_{к.а.}$ , Па	869
Типоразмер дымососа – ВДН-10х980	
Частота вращения $n$ , об/мин	980
Максимальный КПД $\eta$ , %	83
Параметры в режиме максимального КПД:	

производительность $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	12200
полное давление $H$ , Па	1620
мощность на валу $N$ , кВт	6,6
Тип электродвигателя – 4Ф-160S6	
Частота вращения $n$ , об/мин	975
Номинальные параметры:	
мощность $N$ , кВт	11
КПД $\eta$ , %	86

Таблица 2.2

Действительные объемы, массы и влагосодержание продуктов сгорания, объемные доли и парциальные давления водяных паров в газоходе теплоутилизатора

Наименование величины	Расчетная формула или обоснование	Результат, Режимы 1,2
1	2	3
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $a_{yx}$	Исходные данные	1,35
Присосы воздуха в боробе от экономайзера до утилизатора $\Delta a_{бор}$	Таблица V [7]	0,05
Коэффициент избытка воздуха в утилизаторе $a_y$	$a_{yx} + \Delta a_{бор}$	1,40
Объем избыточного воздуха, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$(a_y - 1)V^0$	3,81
Объем водяных паров $V_{H_2O}$ , м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$V^0_{H_2O} + 0,0161(a_y - 1)V^0$	2,161
Объем продуктов сгорания $V_r$ , м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$V_{RO_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (a_y - 1)V^0$	14,61
Массовый расход влажных газов $G_r$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho^c_{r,mn} + 1,306a_y V^0 + 10^{-3} d^*_{r,mn}$	18,24
Массовый расход сухих газов $G^c_r$ , кг/м <sup>3</sup>	$1,96V_{RO_2} + 1,25V_{N_2} + 1,293(a_y - 1)V^{o**}$	16,46
Влагосодержание газов	$(G_r - G^c_r) / G^c_r$	0,108

на входе $d'$ , кг/кг с.г. Объемная доля паров $H_2O$ на входе $r'_{H_2O}$	$V_{H_2O}/V_r$	0,148
Парциальное давление водяных паров на входе $p'_{H_2O}$ , мм рт.ст.	$745 r_{H_2O}$	110
Плотность дымовых газов $\rho'_{gr}$ , кг/м <sup>3</sup>	$G_r/V_r$	1,248

\*  $d_{r,mn}$  – влажность газообразного топлива, в г/м<sup>3</sup> с.г., учитывается, если задано.

\*\*Числовые коэффициенты в формуле – соответственно плотности углекислого газа, азота и сухого воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Таблица 2.3

## Энтальпии продуктов сгорания

Режим работы установки	Температура $t$ , °C	Коеф. избытка воздуха $\alpha_y$	Энтальпии, * кДж/м <sup>3</sup>				Расчетные формулы
			$o_r$	$o_B$	$\alpha_y - 1$	$I^o_B$	
1,2	200	1,4	298	253	105	400	$I_B^o = V^o (ct)_B$  $I_r^o = V_{RO_2} (c\mathcal{G})_{CO_2} +$ $+ V_{N_2}^o \cdot (c\mathcal{G})_{N_2} +$ $+ V_{H_2O}^o (c\mathcal{G})_{H_2O} I =$ $= I_r^o + (\alpha_y - 1) I_B^o$
	100		578	1260	504	1982	

\* Здесь  $I_r^o$  и  $I_B^o$  – энтальпии теоретического объема соответственно газов и воздуха;  $I$  – действительного объема газов.

## Тепловой баланс установки

Составляется для характерных режимов установки. В результате определяются ее основные теплотехнические характеристики.

2.3.1. Массовая доля дымовых газов, поступающих в теплоутилизатор, определяется по формуле смешения:

$$g_n = (\vartheta_{yx} - \vartheta_g) / (\vartheta_{yx} - \vartheta''), \quad (2.1)$$

где  $\vartheta''$  и  $\vartheta_g$  – температуры дымовых газов на выходе из теплоутилизатора и

смеси газов, поступающих в дымосос или дымовую трубу, °C;

выбираются по рекомендациям п.1.3.

2.3.2. Часовой расход дымовых газов через теплоутилизатор равен:

$$V^y = 3600 g_n B_{\Sigma} V_r \frac{\vartheta_{yx} + 273}{273}, \quad \text{м}^3/\text{ч} \quad (2.2)$$

Здесь и в дальнейшем под  $B_{\Sigma}$  понимается расчетный расход топлива теплогенератором  $B_p$ , если теплоутилизатор работает на одну установку или суммарный расход топлива группой теплогенераторов, подключенных к рассчитываемому утилизатору.

2.3.3. Типоразмер калорифера-теплоутилизатора выбирается по часовому расходу дымовых газов (см. п. 1.1 и прил. 1).

2.3.4. Точка росы дымовых газов  $u_p$ , поступающих в утилизатор, определяется по I-d-диаграмме продуктов сгорания природного газа при влажности  $\varphi=100\%$  и влагосодержании  $d'$ .

2.3.5. Влагосодержание дымовых газов на выходе из теплоутилизатора определяется по I-d-диаграмме продуктов сгорания природного газа при влажности  $\varphi=100\%$  и температуре газов на выходе из утилизатора  $\vartheta''$ , которая обычно принимается равной 40 °C (см. п. 1.3).

2.3.6. Скрытая теплота конденсации водяных паров при охлаждении дымовых газов от точки росы до температуры на выходе из утилизатора в расчете на 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива определяется по формуле:

$$\Delta I^w = (I_p^w - I_{вых}^w) G_r^c, \quad \text{кДж/м}^3 \quad (2.3)$$

где  $I_p^w$  и  $I_{вых}^w$  – энтальпии дымовых газов с учетом скрытой теплоты парообразования при температурах  $\vartheta_p$  и  $\vartheta''$ , кДж/кг

с.г., находятся по I-d-диаграмме продуктов сгорания природного газа или по таблице приложения 4.

2.3.7. Теплота, отданная дымовыми газами в теплоутилизаторе по балансу, рассчитывается как сумма теплоты физического охлаждения газов до точки росы и скрытой теплоты конденсации водяных паров при дальнейшем охлаждении продуктов сгорания до температуры на выходе из утилизатора:

$$Q_{\sigma} = g_n \varphi (I' - I_p + \Delta I^w), \text{ кДж/м}^3, \quad (2.4)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий его потери в

окружающую среду, условно может быть принят таким же, как при

тепловом расчете котлоагрегата (см. п. 4-11 [7]) или равным 0,98;

$I'$  и  $I_p$  – энтальпии продуктов сгорания без учета скрытой теплоты

парообразования (по низшей теплоте сгорания) при температуре

газов на входе в утилизатор и в точке росы, кДж/м<sup>3</sup>, определяются по

таблице 2.3 методом интерполяции.

2.3.8. Теплота, воспринятая нагреваемой средой в теплоутилизаторе по балансу, равняется сумме теплоты, полученной каждым теплоносителем в каждой ступени:

$$Q_{\sigma} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} G_i c_i (t_i'' - t_i')}{B_{\Sigma}}, \text{ кДж/м}^3. \quad (2.4a)$$

Здесь  $G_i$ ,  $c_i$ ,  $t_i'$ ,  $t_i''$  – соответственно расход, теплоемкость, входные и выходные температуры теплоносителя.

Расход и входная температура нагреваемых теплоносителей должны быть заданы (см. п. 2.1.3).

Из уравнений теплового баланса (2.4) и (2.4a) может быть определена температура нагреваемой воды на выходе, если она последовательно проходит все ступени установки, или средне-взвешенная температура нагретой воды, если она параллельными потоками проходит через ступени утилизатора.

2.3.9. Расход (приход) сконденсировавшихся паров H<sub>2</sub>O из дымовых газов определяется по формуле:

$$G_k = g_n (d' - d'') G_r^c B_\Sigma, \text{ кг/с.} \quad (2.5)$$

2.3.10. Влажосодержание дымовых газов, поступающих в дымосос или дымовую трубу, определяется по формуле смешения байпасируемого и проходящего через утилизатор потоков газов:

$$d_g = g_n d'' + (1 - g_n) d', \text{ кг/кг с.г.} \quad (2.6)$$

2.3.11. Точка росы дымовых газов, поступающих в дымосос или дымовую трубу  $g_p^g$ , °C, определяется по I-d-диаграмме продуктов сгорания природного газа при  $\phi=100\%$  и  $d_g$ .

2.3.12. Тепловая мощность (теплопроизводительность) теплоутилизатора равна:

$$Q_y = 10^{-3} B_\Sigma Q_{\phi}^c, \text{ МВт.} \quad (2.7)$$

2.3.13. Повышение КПД котлоагрегата по низшей теплоте сгорания за счет установки теплоутилизатора:

$$\Delta \eta_{k.a} = \frac{10^5 Q_y}{B_\Sigma Q_H^c}, \text{ \%} . \quad (2.8)$$

2.3.14. Экономия природного газа за счет установки теплоутилизатора:

$$\Delta B = \frac{10^5 Q_y}{Q_H^c \eta_{k.a}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (2.9)$$

### Тепловой расчет ступеней установки

2.4.1. Основные уравнения для теплового расчета теплоутилизатора, как и любой конвективной поверхности нагрева, используются два основных уравнения: уравнение теплового баланса теплоутилизатора и уравнение теплообмена.

2.4.1.1. Уравнение теплового баланса теплоутилизатора в расчете на  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива представляет собой равенство между теплотой, отданной дымовыми газами (формула (2.4)), и теплотой, воспринятой нагреваемой средой (формула (2.4a)). Она составляется для теплоутилизатора в целом и каждой ступени в отдельности. При этом для ступеней, где температура газов на выходе равна или выше точки росы, в формуле (2.4) опускается член  $\Delta I''$ , т.е. пренебрегают незначительной конден-

сацией водяных паров из дымовых газов, которая может иметь место в пристеночной области. Для ступеней, где температура газов на входе равна или ниже точки росы, в формуле (2.4а) отсутствует разность  $(I' - I_p)$ , т.к. член  $\Delta I''$  учитывает не только скрытую теплоту конденсации водяных паров из дымовых газов, но и теплоту физического охлаждения их при  $\varphi=100\%$ . В формуле (2.4а) для теплоты, воспринятой нагреваемой средой, учитывается расход, теплоемкость и перепад температур того теплоносителя, который поступает в данную ступень, а расход топлива как в п. 2.3.2.

2.4.1.2. Уравнение теплообмена учитывает теплоту, воспринятую рассчитываемой поверхностью конвекцией, отнесенную к  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива:

$$Q_T = \frac{kH\Delta t}{10^3 B_\Sigma}, \text{ кДж/м}^3, \quad (2.10)$$

где  $H$  – расчетная поверхность нагрева,  $\text{м}^3$ , принимается равной полной

поверхности труб с наружной газовой стороны, приводится в таблице

прил. 1;

$k$  – коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности

нагрева,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , определяется по п. 2.4.2.;

$\Delta t$  – температурный напор,  $^\circ\text{C}$ , определяется по п. 2.4.3.

#### 2.4.2. Коэффициент теплопередачи

При расчете поверхностных теплоутилизаторов в «сухом» режиме коэффициент теплопередачи принято определять в зависимости от массовой скорости набегающего потока газов  $(\omega_\phi \rho)_r$  во фронтальном сечении теплоутилизатора (газохода) и скорости воды в трубках  $\omega_B$  по эмпирической формуле:

$$k = A(\omega_\phi \rho)_r^n \omega_B^r, \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}). \quad (2.11)$$

Эмпирические коэффициенты и показатели степени  $A$ ,  $n$  и  $r$  для калориферов типа КСк приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Эмпирические коэффициенты и показатели степени А, В, n, m, r для калориферов типа КСк

Число рядов трубок	Коэффициенты		Показатели степени		
	A	B	n	m	r
3	29.94	7.22	0.455	1.71	0.14
4	25.23	8.77	0.515	1.73	0.17

Массовая скорость набегающего потока газов:

$$(\omega_{\phi} \rho)_r = \frac{g_n G_r B_{\Sigma}}{F_{\phi}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (2.12)$$

где  $F_{\phi}$  – площадь фронтального сечения перед пучком,  $\text{м}^2$ , приводится в таблице прил. 2.

Скорость воды в трубках утилизатора:

$$\omega_B = \frac{G_B}{f_B \rho_B}, \text{ м}/\text{с}, \quad (2.13)$$

где  $G_B$  – расход воды через ступень утилизатора,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  
 $\rho_B$  – плотность воды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $f_B$  – площадь живого сечения по теплоносителю (одного хода),  $\text{м}^2$ , для калориферов типа КСк приведена в таблице приложения 2.

Формула (2.13) действительна при  $(\omega_{\phi} \rho)_r = 2 \div 7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $\omega_B = 0,2 \div 2,0 \text{ м}/\text{с}$ .

Надежных опытных данных по коэффициентам теплопередачи в поверхностных оребренных теплообменниках в режиме конденсации водяных паров из дымовых газов нет. Поэтому приходится пользоваться экспериментальными данными, полученными в контактных экономайзерах с кольцевыми насадками, уложенными рядами. В них коэффициент теплопередачи составляет  $100\text{--}200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Есть основания полагать, что в оребренных теплообменниках в режиме конденсации коэффициент теплопередачи мало отличается от указанного.

#### 2.4.3. Температурный напор

В калориферах типа КСк имеет место перекрестный ток дымовых газов и нагреваемого теплоносителя. Температурный напор для такой схемы взаимного движения сред [7]:

$$\Delta t = \psi \Delta t_{npm}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.14)$$

где  $\psi$  – коэффициент пересчета от противотока к более сложной схеме, в данном случае перекрестной, определяется по п. б-35 [7];

$\Delta t_{npm}$  – температурный напор при противотоке и любой схеме, где

постоянна температура одной из сред, °С, определяется по формуле:

$$\Delta t_{npm} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_{\underline{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_{\underline{m}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.15)$$

(здесь  $\Delta t_{\bar{\delta}}$  и  $\Delta t_{\underline{m}}$  большая и меньшая разность температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °С).

Для более полного использования теплоты конденсации водяных паров из дымовых газов в теплоутилизатор, как правило, подают воду с возможно большим расходом. В этом случае перепад температур воды (между выходом и входом) в калорифере минимален, и температурный напор с достаточной точностью может определяться по формуле (2.15).

#### 2.4.4. Порядок и последовательность расчета

2.4.4.1. В принципе поверхность нагрева теплообменного аппарата определяется конструктивным расчетом. Однако теплоутилизационные установки собираются из нескольких последовательно включенных по газам секций (ступеней) калориферов с известной поверхностью нагрева. Причем их количество часто определяется соображениями компоновки и аэродинамическим сопротивлением установки. Поэтому поверочным расчетом определяется их тепловосприятие при характерных режимах работы теплоутилизатора.

При поверочном расчете каждой ступени утилизатора (калорифера), как правило, известны температура и энтальпия каждой из сред только на одном конце поверхности нагрева. Поэтому при расчете приходится предварительно принять пока неизвестные конечные температуры (или энтальпии) и уточнять их путем последовательных приближений, что значительно усложняет расчет.

Поскольку некоторые расчетные величины, например, коэффициенты теплопередачи, определяются со сравнительно большими погрешностями, нет необходимости выполнять расчет с погрешностью последовательных приближений меньшей, чем

$\pm 5\%$ , так как это лишь увеличивает объем вычислительной работы.

2.4.4.2. Расчет теплоутилизационной установки с параллельным (по воде) включением калориферов ведется по ступеням по ходу дымовых газов. При расчете каждой ступени известны температура и энтальпия продуктов сгорания на входе в нее (из расчета предыдущей поверхности) и температура нагреваемой воды на входе в ступень (по зданию). Поэтому приходится предварительно принять пока неизвестную температуру и энтальпию одной из сред (удобнее дымовых газов) на выходе и по уравнениям теплового баланса (2.4) и (2.4а) определить тепловосприятие ступени по балансу  $Q_6$  и неизвестную температуру второй среды. Затем рассчитывают температурный напор по п. 2.4.3.

Для ступеней, где температура газов на выходе выше или равна точке росы, по уравнению (2.11) рассчитывают коэффициент теплопередачи, и по уравнению теплообмена (2.10) определяют величину тепловосприятия  $Q_T$  поверхности нагрева, отнесенного к  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива. Если полученное из уравнения теплообмена значение  $Q_T$  отличается от определенного по уравнению баланса  $Q_6$  менее, чем на  $\pm 5\%$ , расчет поверхности не уточняется. Окончательными считаются температура и тепловосприятие, полученные по уравнению баланса. При большем расхождении  $Q_T$  и  $Q_6$  принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет. В случае необходимости можно воспользоваться методом линейной интерполяции (см. рис. 7-1 [7]).

Для ступеней, где происходит интенсивная конденсация водяных паров из дымовых газов (это, как правило, последняя ступень теплоутилизатора), температура газов на выходе из установки принята по рекомендациям п. 1.3. Тепловосприятие ступени по балансу  $Q_6$  и температура воды на выходе однозначно определяются из уравнений теплового баланса (2.4) и (2.4а). Температурный напор рассчитывают по п. 2.4.3. Затем уравнение теплообмена (2.10) при  $Q_T$  равном  $Q_6$  решается относительно коэффициента теплопередачи, который необходим для заданного охлаждения дымовых газов:

$$k = \frac{10^3 Q_6 B_\Sigma}{H \Delta t} \text{ , Вт/(м}^2\text{·К).} \quad (2.10a)$$

Полученный таким образом коэффициент теплопередачи сравнивается с коэффициентами теплопередачи, полученными при испытаниях контактных экономайзеров (см. п. 2.4.2). Если полученный по формуле (2.10а) коэффициент теплопереда-

чи не превышает 200-250 Вт/(м<sup>2</sup>·К), то расчет ступени окончен. В противном случае следует рассмотреть вопрос об увеличении поверхности нагрева теплоутилизатора, либо интенсификации теплообмена.

2.4.4.3. Расчет теплоутилизатора с последовательным (по воде) включением калориферов также ведется по ступеням. При расчете первой по ходу газов ступени неизвестны температуры газов на выходе и воды на входе и выходе из ступени. Последняя может быть определена из уравнения теплового баланса теплоутилизатора в целом (см. п. 2.4.1.1), так как для него известны температуры дымовых газов на входе и выходе и воды на входе. Затем задаются температурой и энтальпией дымовых газов на выходе из первой ступени и по уравнениям теплового баланса (2.4) и (2.4а) определяют тепловосприятие ступени по балансу  $Q_6$  и неизвестную температуру воды на входе. Далее расчет ведется как в п. 2.4.4.2 с той лишь разницей, что в промежуточных ступенях известны температуры воды на выходе (в установках с параллельным включением калориферов по воде – на входе). В последней ступени известны все четыре температуры теплообменивающихся сред. Остается проверить тепловой баланс ступени по п. 2.4.1.1 (при правильно выполненном расчете он должен сойтись), вычислить температурный напор, из уравнения теплообмена по формуле (2.10а) определить необходимый коэффициент теплопередачи для заданного охлаждения дымовых газов и сравнить его с данными испытаний контактных экономайзеров (см. п. 2.4.2).

### **Аэродинамический расчет газового тракта котлоагрегатов с теплоутилизаторами**

Цель расчета состоит в определении аэродинамического сопротивления теплоутилизатора, расчетных характеристик дымососов, расхода мощности на их привод и соответственно экономии или перерасхода электроэнергии.

Исходными данными являются результаты теплового расчета теплоутилизатора и аэродинамические характеристики газового тракта котлоагрегата и дымососов (см. п. 2.1.2 и табл. 2.1).

Расчет ведется при полной нагрузке котлоагрегатов для характерных режимов утилизации и без нее (в первом случае в обозначения расчетных величин вводится индекс «у»).

2.5.1. Расчетный расход газов через дымосос (расчетная производительность) вычисляется по формуле:

$$Q_p = 1.1 \cdot 3600 V_r B_p \frac{273 + \vartheta}{273} \cdot \frac{760}{h_{бар}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.16)$$

где 1.1 – коэффициент запаса по производительности;  
 $h_{бар}$  – действительное барометрическое давление, мм рт.ст.;

$\vartheta$  – температура дымовых газов, поступающих в дымо-сос, °С; при отсутствии теплоутилизатора и установке его на напорной стороне дымососа равна  $U_{yx}$ , на всасывающей –  $U_g$ .

2.5.2. Аэродинамическое сопротивление теплоутилизационной установки:

$$\Delta h_y = n_y B (\omega_\phi \rho)_r^m, \text{ Па}, \quad (2.17)$$

где  $n_y$  – количество последовательно включенных калори-феров установки;

$(\omega_\phi \rho)_r$  – массовая скорость набегающего потока газов, см. формулу (2.12);

$B$  и  $m$  – эмпирический коэффициент и показатель степе-ни, приведены в табл. 2.3.

2.5.3. Полное сопротивление котельной установки  $\Delta h_{к.у.}$ , Па, рассчитывается по известной методике [6]. При отсутствии тепло-утилизатора, оно включает сопротивление газового тракта котло-агрегата  $\Delta h_{к.а}$  (табл. 2.1), газоходов и дымовой трубы за вычетом ее самотяги. Причем решающим здесь является сопротивление газового тракта котлоагрегата. Поэтому при отсутствии данных по сопротивлению боровов и дымовой трубы можно принять  $\Delta h_{к.у}$  равным  $\Delta h_{к.а}$ .

Полное сопротивление котельной установки с теплоутили-затором  $\Delta h_{к.у}$  равно сумме  $\Delta h_{к.у}$  и сопротивления теплоутилизато-ра  $\Delta h_{к.у}$  и сопротивления теплоутилизатора  $\Delta h_y$ .

2.5.4. Расчетное полное давление дымососа должно с запас-ом 1.2 преодолеть полное сопротивление котельной установки:

$$H_p = 1.2 \Delta h_{к.у}. \quad (2.18)$$

2.5.5. Приведенное к условиям заводских испытаний полное давление дымососа, необходимое для выбора его параметров по аэродинамической характеристике:

$$H_{np} = H_p \frac{273 + \vartheta}{273 + 200} \cdot \frac{1.293}{\rho_r^o}, \text{ Па}. \quad (2.19)$$

Здесь температура дымовых газов  $\nu$  принимается такой же, как в формуле (2.16);  $1,293 \text{ кг/м}^3$  и  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  – соответственно плотность воздуха при нормальных условиях и его температура, при которой проводятся заводские испытания дымососов. Если в качестве дымососа используется дутьевой вентилятор, то в формуле (2.19) вместо  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  должна стоять температура  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , при которой они испытываются.

2.5.6. При установке теплоутилизатора расчетное полное давление дымососа  $H_p^y$  увеличивается. Поэтому необходимо проверить соответствие условий работы дымососа его характеристике [6]. Проверка проводится по приведенному полному давлению  $H_{np}^y$  и расчетной производительности  $Q_p^y$ . В результате определяется возможность обеспечения данным дымососом расчетных параметров, его КПД в этом режиме  $\eta_g$  и необходимая мощность на валу  $N$ . Вполне возможно, что при установке утилизатора на напорной стороне потребуются замена дымососа на более высоконапорный (при групповой установке – всех дымососов).

2.5.7. Мощность, потребляемая дымососом, может быть определена по формуле:

$$N = \frac{10^{-3} Q_p H_p}{36\eta_g}, \text{ кВт}, \quad (2.20)$$

где  $\eta_g$  – КПД дымососа, %, при расчетной производительности и

приведенном полном давлении, приводится в его характеристике.

Электродвигатель выбирается по расчетной мощности  $N_{гб}$ , кВт, которая больше потребляемой мощности  $N$  на величину коэффициента запаса 1.05.

2.5.8. Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем дымососа из сети:

$$N_{эл} = 100N / \eta_{гб}, \text{ кВт}, \quad (2.21)$$

где  $\eta_{гб}$  – КПД электродвигателя, определяется по его ха-

рактической характеристике при  $N$ ; для двигателей 10÷100 кВт КПД мало зависит от нагрузки и может быть принят таким же, как при номинальной мощности (см. табл. 2.1).

2.5.9. Экономия (перерасход) электроэнергии за счет установки теплоутилизатора (индивидуального или группового) определяется по следующей формуле:

$$\Delta N_{эл} = \sum_{i=1}^{i=n_k} N_{эл.i} - \sum_{i=1}^{i=n_k} N_{эл.i}^y, \text{ кВт.} \quad (2.22)$$

Здесь  $n_k$  – количество теплогенераторов, работающих на теплоутилизатор.

### Гидравлический расчет теплоутилизаторов

Целью гидравлического расчета теплоутилизатора является определение падения давления воды в каждом калорифере и установке в целом. Определение падения давления воды во внешних коммуникациях производится по общепринятой методике и здесь не рассматривается.

Исходными данными для расчета являются расход воды через каждый калорифер (см. п. 2.1.2) и его конструктивные характеристики (прил. 2).

Гидравлическое сопротивление калорифера КСк –  $\Delta P_B$ , Па.

$$\Delta P_B = \frac{\rho_B \omega_B^2}{2} \left[ 2.7 \left( \frac{f_B}{f_n} \right)^2 + 6.7(n_x - 1) \left( \frac{f_B}{f_k} \right)^2 + 0.012 n_x l / d^{1.216} + 0.6 n_x + 3.9 \right], \quad (2.23)$$

где  $\rho_B$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_B$  – скорость воды в трубках, м/с, определяется по формуле (2.13);

$f_B, f_n, f_k$  – площадь сечения соответственно одного хода, патрубка,

коллектора, м<sup>2</sup> (см. прил. 2);

$l$  – длина трубки, м (см. прил. 2);

$n_x$  – число ходов теплоносителя (см. прил. 2);

$d$  – внутренний диаметр трубки, м, у калориферов КСк – 0,0136 м.

Для двухходового теплоутилизатора:

$$\Delta P_B = c_r \frac{\rho_B \omega_B^2}{2}, \text{ Па.} \quad (2.24)$$

Здесь  $c_r$  – коэффициент сопротивления, приводится в прил.

При последовательном соединении по воде общее гидравлическое сопротивление установки равно сумме сопротивлений каждого калорифера.

### 3. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

В котельной за котлоагрегатом ДЕ-6,5-14ГМ на основе калориферов КСк устанавливается конденсационная поверхностная теплоутилизационная установка. Необходимо провести ее тепловой, аэродинамический, гидравлический расчеты и определить экономическую эффективность.

#### Исходные данные

3.1.1. Состав сухого газообразного топлива, его плотность  $\rho_{r.mn}^c$  и низшая теплота сгорания приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Расчетные характеристики природного газа

Наименование	C O <sub>2</sub> , %	N <sub>2</sub> , %	CH <sub>4</sub> , %	C <sub>2</sub> H 6, %	C <sub>3</sub> H 8, %	C <sub>4</sub> H 10, %	C <sub>5</sub> H 12, %	$\rho_{r.mn}^c$ , КГ/М <sup>3</sup>	$Q_H^c$ , КДЖ/ М <sup>3</sup>
Значение	0, 8	7, 8	84, 5	3,8	1,9 0	0,9	0,3	0,83 7	3600 0

3.1.2. Основные расчетные характеристики котлоагрегата приняты по результатам поверочного теплового расчета. Сопротивление его газового тракта – по результатам аэродинамического расчета. Типоразмер и расчетные характеристики дымохода и электродвигателя к нему – по паспорту котлоагрегата и графику VII-71 [6]. Все эти данные приводятся в табл. 2.1.

3.1.3. В качестве нагреваемого теплоносителя в первой ступени теплоутилизатора используется обратная сетевая вода после сетевого насоса. Ее температура на входе равна 50 °С и расход – 10,3 кг/с приняты по результатам расчета тепловой схемы котельной.

Во вторую ступень подается исходная сырая вода. Ее расход составляет 0,917 кг/с, а температура – 5 °С. По условиям работы ХВО максимальная температура сырой воды не должна превышать 40 °С.

## Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания

3.2.1. Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , вычислены по формулам, приведенным в табл. 2-1 [7]:

$$V^o = 9,52; V_{RO_2} = 1,04; V^o_{N_2} = 7,6; V_{H_2O} = 2,1; V^o_r = 10,73$$

3.2.2. Состав и параметры дымовых газов рассчитаны по форме табл. 2.2. Там же приведены результаты расчета. Расчет установки предполагается вести при полной загрузке котлоагрегата для двух режимов, отличающихся разной долей дымовых газов, проходящих через калориферы (см. п. 3.1). Поскольку коэффициент избытка воздуха в газоходе теплоутилизатора не зависит от этой доли, результаты расчетов в табл. 2.2 – общие для двух режимов.

3.2.3. Энтальпии продуктов сгорания на  $1 \text{ м}^3$  природного газа рассчитаны по формулам табл. 3.2 и приведены там же. По причине, указанной в п. 3.2.2, результаты расчетов общие для двух режимов.

## Тепловой баланс установки

3.3.1. Если из-за недостаточной потребности котельной в исходной сырой воде теплоутилизаторная установка не может быть загружена полностью, т.е. действительная доля газов, проходящих через нее, должна быть меньше максимальной (оптимальной). Эта доля определяется из уравнения теплового баланса последней ступени, исходя из предположения, что температура дымовых газов на входе в нее равна точке росы, т.е. конденсация водяных паров происходит на всей поверхности калорифера. (п.2.4.1.1). Максимальная доля газов, которая может быть пропущена через теплоутилизатор при увеличении потребности котельной в сырой воде, вычисляется по формуле (2.1).

Таблица 3.2

Массовые доли газов, проходящих через установку в двух режимах

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет
1	2	3
Температура газов на входе в установку $t', \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{yx}$ , см. табл. 2.1.	140
Температура газов	Принимается по рекомендации п. 1.3.	40

на выходе $u''$ , °C  Минимальная температура смеси газов перед дымососом $u_g^{\min}$ , °C  Максимальная доля газов, проходящих через установку, $g_{\max}$  Влагосодержание газов на входе $d'$ , кг/кг с.г  Точка росы дымовых газов $u_p$ , °C Энтальпии газов с учетом конденсации водяных паров:  в точке росы $I_p^w$ , кДж/кг с.г  на выходе из калориферов $I^w_{\text{Вых}}$ , кДж/кг с.г	-//-  Формула (2.1)  Табл. 2.2  Прил. 3 при $d=d'$  Прил. 3 при $u_p$  Прил. 3 при $u''$	70  $(140-70)/(140-40)=0,7$  0,108  54,5  334,5  161
1	2	3
Теплота конденсации водяных паров в утилизаторе $\Delta I^w$ , кДж/кг с.г  Параметры сырой воды: расход $G_{с.в}$ , кг/с температура на входе $t'$ , °C температура на выходе (максималь-	Формула (2.3)  Исходные данные -//-  -//-  Формула (2.4а)	$(334,5-161) \times 16,46 = 2856$  0,917 5 40  $0,917 \cdot 4,187 \times (40-5) / 0,128 = 1050$

ная) $t''$ , °C  Максимальное тепловосприятие сырой воды по балансу $Q_0^{\max}$ , кДж/м <sup>3</sup>  Коэффициент сохранения теплоты $\phi$  Действительная доля газов, проходящих через утилизатор $g_g$	Табл. 2.1.  $Q_0^{\max}/(\phi \Delta I^w)$	$0,957$  $= 1050/(0,975 \times 2856)$  $= 0,37$
--	--	---

Если из расчета первой ступени утилизатора, температура газов на входе во вторую ступень выше точки росы, в результате чего тепловосприятие сырой воды окажется выше  $Q_0^{\max}$ . Поэтому действительная доля газов, проходящих через утилизатор, должна быть меньше расчетной и принимается равной 0,35.

3.3.2. Типоразмер калориферов КСк выбирается по максимальному часовому объемному расходу дымовых газов через теплоутилизатор (формула (2.2)):

$$V^y = 3600 g_{\max} B_p V_r \frac{v_{yx} + 273}{273} = 3600 \cdot 0,7 \cdot 0,128 \cdot 14,61 \frac{140 + 273}{273} = 7130 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Этому расходу практически соответствует калорифер КСк № 10 с тремя и четырьмя рядами труб по ходу газов (см. прил. 1). Учитывая, что поверхность нагрева трехрядного калорифера меньше, чем четырехрядного, последний приняли к установке. Технические данные калорифера КСк4 – 10 приняты по прил. 2:

- число рядов труб по ходу газов  $Z_l = 4$ ;
- площадь поверхности нагрева  $H = 30,82 \text{ м}^2$ ;
- площадь фронтального сечения  $F_\phi = 0,585 \text{ м}^2$ ;
- число ходов по воде  $n_x = 2$ ;
- площадь сечения хода  $f_b = 0,00348 \text{ м}^2$ ;
- коэффициент гидравлического сопротивления  $C_r = 18,2$ .

Предварительно принято число последовательно включенных по газам калориферов, равное двум ( $n_y = 2$ ).

3.3.3. Расчет основных теплотехнических характеристик

теплоутилизационной установки выполнен в табличной форме (табл. 3.3).

Таблица 3.3  
 Основные теплотехнические показатели установки

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет	
		$g_{\max} = 0,7$	$g_g = 0,35$
1	2	3	4
Энтальпии газов без учета конденсации $H_2O$ , кДж/м <sup>3</sup>			
На входе I' в точке росы I <sub>p</sub>	Табл.3.3 при u' / Табл. 3.3 при u <sub>p</sub>	2790 1080	2790 1080
Теплота, отданная газами, по балансу Q <sub>б</sub> , кДж/м <sup>3</sup>	Формула (3.4)	$0,7 \cdot 0,975 \times (2790 - 1080) + 2856 = 3116$	$0,35 \cdot 0,975 \times (2790 - 1080) + 2856 = 1558$
Теплопроизводительность Q <sub>y</sub> , МВт	Формула (3.7)	$10^{-3} \cdot 0,128 \times 3116 = 0,4$	$10^{-3} \cdot 0,128 \times 1558 = 0,2$
Повышение КПД котлоагрегата Δη <sub>к.а.</sub> , %	Формула (3.8)	$10^5 \cdot 0,4 / (0,128 \times 36000) = 8,68$	$10^5 \cdot 0,2 / (0,128 \times 36000) = 4,34$
Экономия природного газа ΔB, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /ч)	Формула (3.9)	$10^5 \cdot 0,4 / (36000 \times 91,1) = 0,012$ (43,8)	$10^5 \cdot 0,2 / (36000 \times 91,1) = 0,006$ (21,9)
Влажностное содержание газов на выходе d'', кг/кг с.г	Прил. 3 при g''	0,0472	0,0472
Расход (приход) конденсата паров H <sub>2</sub> O из газов G <sub>к</sub> , кг/с (т/ч)	Формула (3.5)	$0,7(0,108 - 0,0472) \cdot 16,46 \times 0,128 = 0,088$ (0,32)	$0,35(0,108 - 0,0472) \cdot 16,46 \times 0,128 = 0,044$ (0,16)
			6)
1	2	3	4
Влажностное содержание смеси газов d <sub>g</sub> , кг/кг с.г	Формула (3.6)	$0,7 \cdot 0,047 + (1 - 0,7) \cdot 0,108 = 0,0654$	$0,35 \cdot 0,047 + (1 - 0,35) \cdot 0,108 = 0,0867$
Точка росы смеси газов g <sub>p</sub> <sup>g</sup> , °C	Прил. 3 при d <sub>g</sub>	45,5	50,5
Температура смеси газов после установки u <sub>g</sub> , °C	Из уравнения (3.1): g' - g <sub>n</sub> (g' - g'')	$140 - 0,7 \cdot (140 - 40) = 70$	$140 - 0,35 \cdot (140 - 40) = 105$
Разность температур* g <sub>g</sub> - g <sub>p</sub> <sup>g</sup> , °C	g <sub>g</sub> - g <sub>p</sub> <sup>g</sup>	70 - 45,5 = 24,5	105 - 50,5 = 54,5

\*См. п. 1.3

**Тепловой расчет ступеней установки**

Основные технические характеристики калориферов и установки в целом приведены п. 3.3.2. Расчет ступеней носит поверочный характер и ведется в табличной форме (табл. 3.4 и 3.5).

Таблица 3.4

Поверочный тепловой расчет первой ступени утилизатора

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет	
		$g_{\max} = 0,7$	$g_g = 0,35$
1	2	3	4
Температуры газов: на входе $\vartheta'$ , °C на выходе $\vartheta''$ , °C  Энтальпии газов без учета конденсации H <sub>2</sub> O, кДж/м <sup>3</sup> : на входе $I'$ на выходе $I''$  Теплота, отданная газами по балансу, $Q_6$ , кДж/м <sup>3</sup>	Таблица 4.2 Принята предварительно   Табл. 3.3 при $\vartheta'$ Табл. 3.3 при $\vartheta''$  $g_n \varphi(I' - I'')$	140 87   2790 1724  $0,7 \cdot 0,975 \times (2790 - 1724) = 728$	140 75   2790 1487  $0,35 \cdot 0,975 \times (2790 - 1724) = 445$

Продолжение табл. 3.4

1	2	3	4
Расход сетевой воды $G_{\text{сет}}$ , кг/с  Температура воды: на входе $t'$ , °C на выходе $t''$ , °C  Массовая скорость набегающего потока газов $(\omega_{\text{фр}})_r$ , м/с  Скорость воды в трубах $\omega_{\text{в}}$ , м/с  Коэффициенты и показатели степени в формуле (3.11): А n r  Коэффициент теплопередачи в «сухом» режиме $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)  Разность температур сред, °C: большая $\Delta t_6$ меньшая $\Delta t_m$  Температурный	п. 3.1.3     -//- $t' + Q_6 \cdot B_p / (G_{\text{сет}} \cdot C)$  Формула (2.12)   Формула (2.13)   Табл. 2.4 -//- -//-  Формула (2.11)	10,3    50 $50 + \frac{728 \cdot 0,128}{10,3 \cdot 4,19} = 52,2$  0,7·18,24х х0,128/0,585=2,79  10,3/(0,00348х х10 <sup>3</sup> )=2,96  25,23 0,515 0,17  $25,23 \cdot 2,79^{0,515} \times 2,96^{0,17} = 51,5$	10,3    50 $50 + \frac{445 \cdot 0,128}{10,3 \cdot 4,19} = 51,3$  0,35·18,24х х0,128/0,585=1,4  10,3/(0,00348х х10 <sup>3</sup> )=2,96  25,23 0,515 0,17  $25,23 \cdot 1,4^{0,515} \times 2,96^{0,17} = 36,1$

напор $\Delta t$ , °C	$\vartheta' - t''$	$140 - 52,2 = 87,8$	$140 - 51,3 = 88,7$
Тепловосприятие по уравнению теплообмена $Q_T$ , кДж/м <sup>3</sup>	$\vartheta'' - t'$	$85 - 50 = 35$	$75 - 50 = 25$
	Формула (2.15)	$\frac{87,8 - 35}{\ln(87,8/35)} = 57,4$	$\frac{88,7 - 25}{\ln(88,7/25)} = 50,3$
	Формула (2.10)	$\frac{51,5 \cdot 30,82 \cdot 57,4}{10^3 \cdot 0,128} = 712$	$\frac{36,1 \cdot 30,82 \cdot 50,3}{10^3 \cdot 0,128} = 437$

Окончание табл. 3.4

1	2	3	4
Отношение тепло-восприятий $Q_T/Q_6$ , %	$100 Q_T/Q_6$	$100 \cdot 712/728 = 87,8$	$100 \cdot 437/445 = 98,2$

$Q_T$  и  $Q_6$  отличаются меньше чем на 5%. Расчет первой ступени окончен.

Таблица 3.5

Поверочный тепловой расчет второй ступени утилизатора

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет	
		$g_{\max} = 0,7$	$g_g = 0,35$
1	2	3	4
Температуры газов:	Из расчета первой ступени	87	75
на входе $\vartheta'$ , °C	Табл. 3.2	54,5	54,5
в точке росы $t_p$ , °C	-//-	40	40
на выходе $\vartheta''$ , °C			
Энтальпии газов без учета конденсации H <sub>2</sub> O, кДж/м <sup>3</sup> :			
на входе $I'$	Табл. 3.4	1724	1487
в точке росы $I_p$	Табл. 2.3	1080	1080
Теплота конденсации паров H <sub>2</sub> O из газов $\Delta I^w$ , кДж/м <sup>3</sup>	Табл. 3.2	2856	2856
Теплота, отданная газами, по балансу $Q_6$ , кДж/м <sup>3</sup>	Формула (2.4)	$0,7 \cdot 0,975 \times (1724 - 1080 + 2856) = 2389$	$0,35 \cdot 0,975 \times (1487 - 1080 + 2856) = 1114$
Расход сырой воды $G_{с.в.}$ , кг/с	п.3.1.3	2,09*	0,917
Температура воды:			
на входе $\vartheta'$ , °C	п. 3.1.3	5	5
на выходе $\vartheta''$ , °C	$t' + Q_6 B_p / (G_{с.в.} C)$	$50 + \frac{2389 \cdot 0,128}{2,09 \cdot 4,19} = 40$	$50 + \frac{1114 \cdot 0,128}{0,917 \cdot 4,19} = 42$

Окончание табл. 3.5

1	2	3	4
Разность температур сред, °С: большая $\Delta t_6$ меньшая $\Delta t_m$	$g''-t'$ $g'-t''$	87-40=47 40-5=35	40-5=35 75-42=33
Температурный напор $\Delta t$ , °С	$(\Delta t_6 + \Delta t_m)/2$	$(47+35)/2=41$	$(35+33)/2=34$
Необходимый коэффициент теплопередачи в смешанном («мокром») режиме $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Формула (2.10а)	$1000 \cdot 2389 \times$ $\times 0,128 / (30,82 \times$ $\times 41) = 242$	$1000 \cdot 1114 \times$ $\times 0,128 / (30,82 \times$ $\times 34) = 136$

\* $G_{с.в.}$  – минимальный расход сырой воды через вторую ступень утилизатора, при котором установка достигнет проектной мощности, а температура воды на выходе не превысит допустимую, т.е. 40 °С.

Коэффициенты теплопередачи, необходимые для заданного охлаждения дымовых газов, согласуются с опытными данными (п.п. 2.4.2 и 2.4.4.2). Расчет второй ступени окончен.

### **Аэродинамический расчет газового тракта котлоагрегата ДЕ-6,5-14ГМ с теплоутилизатором**

Исходные данные приведены в п.п. 3.1 и 3.2. Расчет производится при полной нагрузке котлоагрегата для тех же режимов утилизации, что и при тепловом расчете, и без нее. Пример расчета приводится в табл. 3.6.

### **Гидравлический расчет установки**

Исходные данные приведены в п. 3.1.3. Технические характеристики калориферов – в п. 3.3.2. Целью расчета является определение падения давления воды в каждом калорифере, и на его основе делается заключение о возможности их включения в тепловую схему котельной (рис. 2.2). Расчет ведется в табл. 3.7. для каждого калорифера при двух режимах утилизации ( $g_{\max} = 0.7$  и  $g_g = 0.35$ ).

Таблица 3.6  
 Аэродинамический расчет

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет	
		$g_{\max} = 0,7$	$g_g = 0,35$
1	2	3	4
Температура газов перед дымососом, °С:			
без утилизатора $u_{yx}$	Табл. 2.1	140	
с утилизатором $u_g$	Табл. 2.1	70	105
Расчетная производительность дымососа, м <sup>3</sup> /ч:			
без утилизатора $Q_p$	Формула (2.16)*	$1.1 \cdot 3600 \cdot 14.6 \cdot 0.128x$ $x(273 + 140) / 273 = 11200$	
с утилизатором $Q_p^y$	-//-	$1.1 \cdot 3600 \cdot 14.6 \cdot 0.128x$ $x(273 + 70) / 273 = 9300$	$1.1 \cdot 3600 \cdot 14.6 \cdot 0.128x$ $x(273 + 105) / 273 = 10250$
Массовая скорость набегающего потока газов в утилизатор $(\omega_{\phi\rho})_r$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с)	Табл. 3.4	2,79	1,4
Коэффициенты и показатели степени в формуле (3.17):			
$B$	Табл. 2.4	8,77	8,77
$m$	-//-	1,73	1,73
Количество последовательно включенных по газам калориферов $n_y$	Принято и подтверждено тепловым расчетом (п.3.4)	2	2
Аэродинамическое сопротивление утилизатора $\Delta h_y$ , Па	Формула (2.17)	$2 \cdot 8.77 \cdot 2.79^{1.73} = 103$	$2 \cdot 8.77 \cdot 1.4^{1.73} = 31.4$
Полное сопротивление котельной установки, Па:			
без утилизатора $\Delta h_{к.у}$	Табл. 2.1, $\Delta h_{к.а}$	869	

Продолжение табл. 3.6

1	2	3	4
с утилизатором $\Delta h_{к.у}^y$	п.3.5.2, $\Delta h_{к.а} + \Delta h_y$	869+103=972	869+31,4=900
Расчетное полное давление дымососа, Па:			
без утилизатора $H_p$	Формула (2.18)	1,2·869=1043	
с утилизатором $H_p^y$	-//-	1,2·972=1167	1,2·900=1080
Приведенное расчетное полное давление дымососа, Па, при работе котлоагрегата:			

без утилизатора $H_{np}$	Формула (2.19)	$1043 \cdot (273 + 140) / (273 + 30)x$ $x1.293/1.248 = 1470$	
с утилизатором $H_{np}^y$	-//-	$1167 \cdot (273 + 70)x$ $x1.293/(1.248x$ $(273 + 30)) = 1370$	$1080 \cdot (273 + 70)x$ $x1.293/(1.248x$ $(273 + 30)) = 1400$
КПД дымососа ВДН-10х980, %:	Аэродинамическая характеристика [6] при $Q_p$ и $H_{np}$		
без утилизатора $\eta_g$		80	
с утилизатором $\eta_g^y$		71	74
Мощность, потребляемая дымососом, кВт:			
без утилизатора $N$	Формула (2.20)	$0.001 \cdot 11200 \cdot 1043 / (36 \cdot 80) = 4.06$	
с утилизатором $N^y$	-//-	$0.001 \cdot 9300x$ $x1167 / (36 \cdot 71) = 4.25$	$0.001 \cdot 10250x$ $x1080 / (36 \cdot 74) = 4.16$
КПД электродвигателя 4А-160S6 $\eta_{сб}$ , %	Табл. 2.1, п. 3.5.8	86	86
Мощность, потребляемая двигателем дымососа, кВт:			
без утилизатора $N_{эл}$	Формула (2.21)	$100 \cdot 4.06 / 86 = 4.72$	
с утилизатором $N_{эл}^y$	-//-	$100 \cdot 4.25 / 86 = 4.94$	$100 \cdot 4.16 / 86 = 4.84$
Изменение расхода электроэнергии за счет утилизации $\Delta N_{эл}$ , кВт	Из (2.22): $N_{эл} - N_{эл}^y$	$4,72 - 4,94 = -0,22^{**}$	$4,72 - 4,84 = -0,12^{**}$

\* Барометрическое давление принято равным 760 мм рт. ст.

\*\* Знак «-» означает перерасход электроэнергии.

Таблица 3.7

Гидравлический расчет ступеней установки

Наименование величин	Расчетная формула или обоснование	Расчет		
		первая ступень	вторая ступень	
			$g_{max} = 0,7$	$g_g = 0,35$
1	2	3	4	5
Расход теплоносителя $G_B$ , кг/с	Табл. 3.4, 3.5 и п. 3.1.3	10,3	2,09	0,917
Площадь сечения хода $f_B$ , м <sup>2</sup>	Прил. 2 и п. 3.3.2	0,00348	0,00348	0,00348
Скорость воды в трубках $\omega_B$ , м/с	Формула (2.13)	$10.3 / (10^3 \cdot 0.00348) = 2.96$	$2.09 / (10^3 \cdot 0.00348) = 0.6$	$0.917 / (10^3 \cdot 0.00348) = 0.263$
Число ходов по воде $n_x$	Приложение 2 и п.3.3.2	2	2	2
Коэффициент сопротивления $C_r$	Приложение 2	18,2	18,2	18,2

<p>Гидравлическое сопротивление калорифера <math>\Delta P_B</math>, кПа (ата)</p>	<p>Формула (2.24)</p>	<p><math>18.2 \cdot 10^3 x</math> <math>x 2.96^2 / 2 = 80</math> (0.8)</p>	<p><math>18.2 \cdot 10^3 x</math> <math>x 0.6^2 / 2 = 3.28</math> (0.03)</p>	<p><math>18.2 \cdot 10^3 x</math> <math>x 0.263^2 / 2 = 0.63</math> (0.006)</p>
---	---------------------------	--	--	---

Определять падение давления воды во внешних коммуникациях нет необходимости (см. п. 3.8). Гидравлический расчет окончен.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. –Л.: Недра, 1990. – 280 с.
2. Справочник по сушке древесины/ Е.С. Богданов [и др.] – М.: Лесная промышленность, 1990. -304 с.
3. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. –М.: Стройиздат, 1988. – 376 с.
4. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. –М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/Под ред. Н.В. Кузнецова и др. –М.: Энергия, 1973. – 296 с.
6. Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод)/Под ред. С.И. Мочака –Л.: Энергия, 1977.
7. Попов А.С., Дунин И.Л. Тепловой расчет котельных агрегатов: учебное пособие. –Ростов-на-Дону: РГАС, 1993. – 120 с.
8. Роддатис К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности/Под ред. К.Ф. Роддатиса –М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

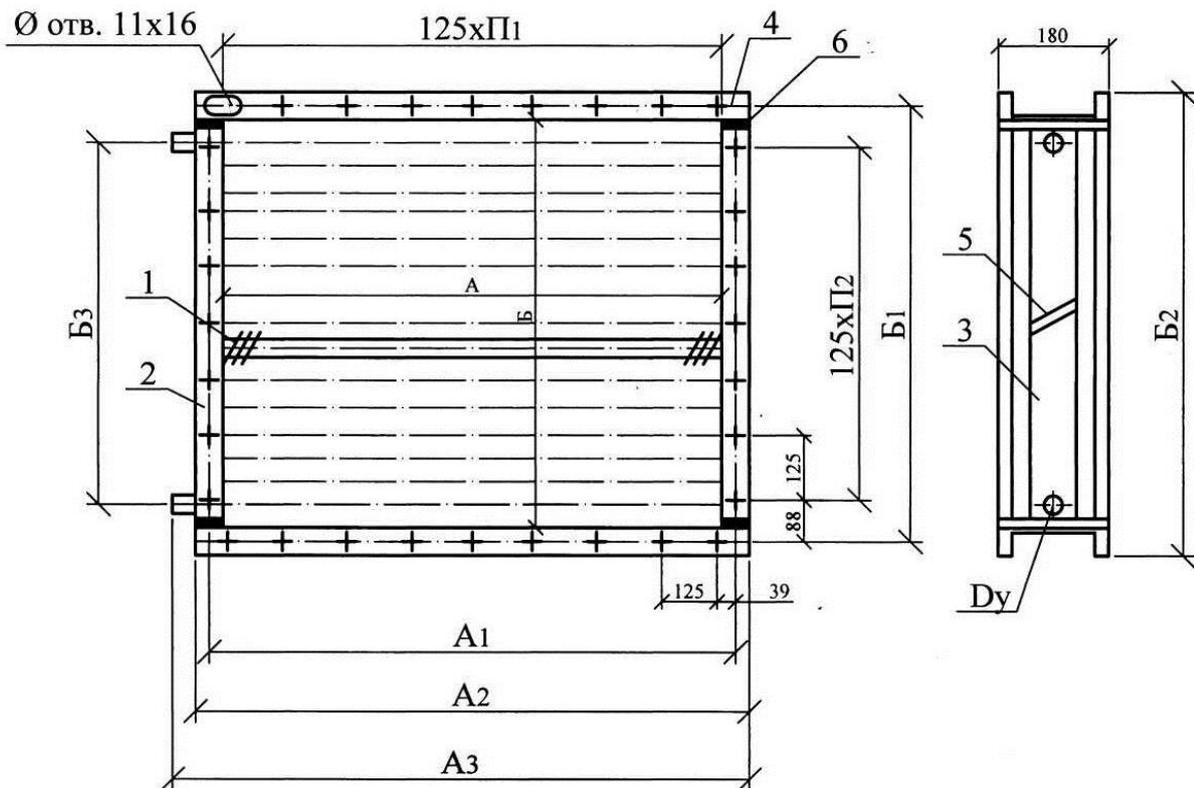
### ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Номенклатура рекуперативных теплоутилизаторов, выпускаемых  
Костромским калориферным заводом (ТУ22-5757-84)

Наименование (типоразмер)	Обозначение	Производительность по воздуху, тыс. м <sup>3</sup> /ч	Габаритные размеры: высота, длина, ширина, мм	Срок службы, год
ТП.05-Т1РК.03.УХЛ2	КСк3-10-02ХЛЗА	5	180x1275x575	11
ТП.05-Т1РК.04.УХЛ2	КСк4-10-02ХЛЗА	5	180x1275x575	11
ТП.16-Т1РК.03.УХЛ2	КСк3-11-02ХЛЗА	16	180x1774x1075	11
ТП.16-Т1РК.04.УХЛ2	КСк4-11-02ХЛЗА	16	180x1774x1075	11
ТП.25-Т1РК.03.УХЛ2	КСк3-12-02ХЛЗА	25	180x1774x1575	11
ТП.25-Т1РК.04.УХЛ2	КСк4-12-02ХЛЗА	25	180x1774x1575	11

### ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТИПА ТП ...Т1РК



1 – элемент теплоотдающий; 2 – решетка трубная; 3 – коллектор;  
4 – щиток; 5 – перегородка; 5 – прокладка.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2  
(окончание)

Технические данные						
Наименование	Типоразмер					
	ТП.05-Т1РК.03	ТП.05-Т1РК.04	ТП.16-Т1РК.03	ТП.16-Т1РК.04	ТП.25-Т1РК.03	ТП.25-Т1РК.04

1	2	3	4	5	6	7	
Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч	5	5	16	16	25	25	
Число рядов труб по ходу воздуха	3	4	3	4	3	4	
Площадь теплообменной поверхности, м <sup>2</sup>	23,45	30,82	68,01	90,04	102,50	136,02	
Площадь фронтального сечения, м <sup>2</sup>	0,585	0,585	1,668	1,668	2,499	2,499	
Площадь живого сечения, м <sup>2</sup>	0,240	0,240	0,685	0,685	1,027	1,027	
Число ходов по теплоносителю	2	2	2	2	2	2	
Площадь сечения хода, м <sup>2</sup>	0,00261	0,00348	0,00522	0,00696	0,00783	0,01044	
Площадь сечения коллектора, м <sup>2</sup>	0,0031	0,0036	0,0031	0,0036	0,0031	0,0036	
Площадь сечения патрубка, м <sup>2</sup>	0,00221	0,00358	0,00358	0,00521	0,00521	0,00521	
Масса, кг	76,3	98,8	195,3	252,0	286,0	370,0	
Коэффициент C <sub>r</sub> в формуле (3.24)	17,9	18,2	36,9	41,6	60,6	78,9	
Размеры, мм	A	1155	1155	1165	1655	1655	1655
	A <sub>1</sub>	1203	1203	1703	1703	1703	1703
	A <sub>2</sub>	1227	1227	1727	1727	1727	1727
	A <sub>3</sub>	1312	1312	1774	1774	1774	1774
	B	503	503	1003	1003	1503	1503
	B <sub>1</sub>	551	551	1051	1051	1551	1551
	B <sub>2</sub>	575	575	1075	1075	1575	1575
	B <sub>3</sub>	436	436	933	933	1427	1427
	D <sub>y</sub>	50	65	65	80	80	80
Количество шагов	n <sub>1</sub>	9	9	13	13	11	11
	n <sub>2</sub>	3	3	7	7	11	11
Количество отверстий	n	28	28	44	44	52	52

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Зависимость влагосодержания и энтальпии насыщенной пароводяной смеси от температуры

Температура, °C	Влагосодержание, кг/кг с.г	Энтальпия, кДж/кг с.г	Температура, °C	Влагосодержание, кг/кг с.г	Энтальпия, кДж/кг с.г
30	0,0262	96,5	56	0,116	363
31	0,0290	105,0	57	0,124	379
32	0,0295	107,5	58	0,131	400
33	0,0315	113,0	59	0,139	421
34	0,0333	119,0	60	0,147	444
35	0,0354	125,5	61	0,155	466
36	0,0375	132,0	62	0,165	491
37	0,0396	128,5	63	0,175	520
38	0,0420	145,0	64	0,185	550
39	0,0446	153,0	65	0,198	582

40	0,0472	161,0	66	0,210	615
41	0,0500	169,5	67	0,222	648
42	0,0530	178,0	68	0,236	686
43	0,0560	187,0	69	0,250	722
44	0,0593	196,5	70	0,267	770
45	0,0628	206,5	71	0,285	820
46	0,0664	217,0	72	0,303	870
47	0,0704	229,0	73	0,324	924
48	0,0743	240,0	74	0,345	980
49	0,0788	253,0	75	0,369	1045
50	0,0830	265,0	76	0,398	1085
51	0,0880	279,0	77	0,423	1182
52	0,0935	294,0	78	0,455	1274
53	0,0990	310,0	79	0,495	1383
54	0,1050	327,0	80	0,528	1463
55	0,1100	342,0			

#### ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Качество конденсата  
рекуперативных теплоутилизаторов  
нагревателей ФНКВ и конденсационных котлов

Растворимые примеси в конденсате водяных паров, выпадающем из охлажденных до 40 °С дымовых газов*		Требования по ГОСТ 2874-82 «Вода питьевая» (приведено для сравнения)
Наименование	Величина	
Кислород	до 1 мг/кг	Не нормируется
Углекислый газ	от 30 до 70 мг/кг	-//-
Окись азота	до 3,50 мг/кг	-//-
Фториды	до 6,20 мг/кг	0,7-1,5 мг/кг
Сульфаты	до 12,3 мг/кг	500 мг/кг
Свинец	до 0,10 мг/кг	0,03 мг/кг
Медь	до 0,10 мг/кг	1 мг/кг
Цинк	до 0,20 мг/кг	5 мг/кг
Алюминий	до 1,28 мг/кг	0,50 мг/кг
Железо	до 0,10 мг/кг	0,30 мг/кг
Нитриты и нитраты	до 35 мг/кг	45 мг/кг
Бенз (а) пирен	до $4 \cdot 10^{-3}$ мг/кг	$3 \cdot 10^{-3}$ мг/кг
Водородный показатель pH	от 4 до 6,5	от 6 до 9

\* Данные результатов наладки рекуперативных теплоутилизаторов и зарубежных конденсационных котлов.