



ЭКОНОМИЯ
ТОПЛИВА
И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

**УТИЛИЗАЦИЯ
НИЗКО-
ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ
ТЕПЛОВЫХ
ВТОРИЧНЫХ
ЭНЕРГОРЕСУРСОВ
НА ХИМИЧЕСКИХ
ПРЕДПРИЯТИЯХ**

WWW.JANKO.FRONT.RU



МОСКВА
«ХИМИЯ»
1987

НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ТЕПЛОТА В БАЛАНСЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Источником любого вида энергии являются природные ресурсы, которые после различных стадий обработки и преобразований, включая добычу, обогащение, транспортировку, переработку, трансформацию и распределение, в виде конечной энергии поступают к потребителям — технологическим, транспортным и бытовым установкам. Потребление конечной энергии Q связано с первичным энергоресурсом B соотношением [4]:

$$Q = \eta_n \eta_{пн} B,$$

где η_n — средневзвешенный к.п.д. энергоиспользования потребителей; $\eta_{пн}$ — то же, для перерабатывающих и преобразующих установок с учетом потерь при распределении.

Это означает, что экономия единицы энергии на конечной стадии ее потребления обеспечивает экономию первичного энергоресурса, равную $1/\eta_n \eta_{пн}$ и составляющую 3–4 единицы, а иногда и 10–15 единиц энергии первичного топлива в зависимости от эффективности всех стадий преобразования и распределения, которые проходят первичные ресурсы на пути до конечных потребителей.

Экономия конечной энергии, по существу, и определяет фактическое снижение удельной энергоемкости народного хозяйства. Поскольку энергия потребляется во всех сферах народного хозяйства, сокращение материалоемкости в любой отрасли при производстве любого продукта (полупродукта) одновременно обеспечивает и снижение удельной энергоемкости национального дохода. Эта взаимосвязь оценивается следующим соотношением [4]: каждый процент снижения материалоемкости народного хозяйства уменьшает его энергоемкость примерно на 1,2%. Поэтому любое мероприятие, направленное на сбережение энергии, должно рассматриваться с позиции обеспечения минимума приведенных затрат по известному выражению

$$Z = C + E_n K,$$

где Z — приведенные затраты; C — годовые эксплуатационные издержки; K — капитальные вложения, необходимые для реализации энергосбере-

гающего мероприятия; E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Оценивая затраты на топливо и энергию в сравниваемых вариантах, необходимо пользоваться показателями замыкающих затрат, которые определяются в результате оптимизации перспективного развития топливно-энергетического комплекса (ТЭК) и обеспечивают при частных технико-экономических расчетах адекватность эффективности конкретного энергосберегающего мероприятия общей оптимизации энергетического баланса страны в целом.

Установлено [4], что средние удельные капитальные вложения в энергосберегающие мероприятия, осуществляемые конечным потребителем топлива и энергии, составляют 60–90 руб. на 1 т сэкономленного топлива, что в 2–3 раза ниже ожидаемых капитальных вложений в производство эквивалентного количества энергетических ресурсов. В ряде случаев, при особо эффективных технических решениях, указанное соотношение затрат может быть порядка 1/(8–10).

Наиболее значительная доля первичного топлива расходуется на получение тепловой энергии. В 1984 г. тепловое потребление в нашей стране достигло 15 млрд. ГДж в год. На обеспечение теплового потребления расходуется ежегодно 600 млн. т условного топлива, примерно 30% используемых в стране первичных топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) или 40% котельно-печного топлива, что в 1,5 раза превышает расход первичных ТЭР на электроснабжение [5].

Представляет интерес рассмотреть сложившееся распределение потребляемой в народном хозяйстве тепловой энергии по температурному потенциалу [3]. Доля теплоты, используемой в высокотемпературных процессах (температуры выше 400 °С), составляет 21,5%, остальная часть расходуется на средне- и низкотемпературном уровне, в том числе 63% в промышленности, из которых 1/3 расходуется на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Следует отметить, что при общем количестве теплоты 8400 млн. ГДж [2], выработанной в 1985 г. на централизованных источниках теплоснабжения, на долю утилизационных установок приходится 690 млн. ГДж, на долю тепловых насосов и рекуператоров вентиляционных выбросов 42 млн. ГДж. Это значит, что в 1985 г. использование всех тепловых ВЭР относительно общего теплопотребления от централизованных источников теплоснабжения составило всего 8,7%, в том числе низкотемпературных (от тепловых насосов и рекуператоров вентиляционных выбросов) 0,5%.

В то же время, если к низкотемпературным ВЭР отнести

любые потоки теплоты, отводимые от технологических производств в окружающую среду в газообразном состоянии при температурах до 300 °С и в жидком состоянии при температурах до 150 °С, то подавляющую долю ВЭР современных химических предприятий составят именно низкопотенциальные. При этом их количество имеет тот же порядок, что и вся теплота, подводимая в виде пара и горячей воды от внешних источников теплоснабжения. Эти данные свидетельствуют об актуальности широкого использования низкопотенциальных ВЭР.

По-существу, до сих пор не приводились обоснованные данные об объемах возможной прямой экономии топлива и энергии на действующих предприятиях за счет рационализации энергопотребления без изменения технологических схем, поскольку не выполнялся полный анализ фактического энергоиспользования, предусматривающий сопоставление видов и параметров используемой энергии с параметрами технологических потоков в масштабах производства или предприятия.

По ряду направлений энергосбережения в литературе приводятся показатели возможной экономии. Например, вполне определенно оценивается экономия от внедрения новых конкретных энергосберегающих технологий [3] или экономия, достигнутая в результате улучшения организации производства, приводится также уровень использования ВЭР [2]. Однако при этом, как правило, не указывается, каким образом определены объемы возможной экономии. При оценке резервов экономии разнообразных действующих и проектируемых производств, созданных и создаваемых на базе вполне современных технологических процессов, необходимо указывать метод анализа энергопотребления.

Авторы предлагаемой книги пришли к выводу, что для анализа теплоснабжения весьма эффективен метод «температурного соответствия» (см. гл. 3). Анализ энергопотребления ряда химических производств методом «температурного соответствия» позволил сделать вывод, что, не изменяя технологию и без больших капитальных вложений, а только взаимно увязывая энергетические потенциалы технологических и энергетических потоков и рационально используя энергию отдельных агрегатов и установок технологических производств и предприятий в целом, общее потребление тепловой энергии уже в ближайший период при соответствующей организации работ можно уменьшить на 25–30%.

Выполненный анализ показал и низкую эффективность традиционных оценок ряда энергосберегающих мероприятий. Например, высокий к.п.д. отдельного агрегата сам по себе без

увязки со всей технологической схемой производства не всегда обеспечивает высокий уровень энергоиспользования, поэтому иногда может выявиться нецелесообразность замены действующего агрегата новым. Следует отказаться от оценки использования ВЭР через процентные показатели от максимального уровня их возможного использования, так как повышение эффективности энергоиспользования в пределах технологического производства и предприятия в целом обязательно будет сопровождаться снижением выхода ВЭР.

Анализ позволил также выявить несостоятельность весьма прочно укоренившейся недооценки эффективности использования низкопотенциальных ВЭР, поскольку оказалось, что источники этих ВЭР и возможные потребители во многих случаях находятся в одном производстве, а следовательно, можно весьма просто решить задачу их использования. При более широком рассмотрении и анализе энергоиспользования на химическом предприятии указанным выше методом выявляется возможность именно на основе утилизации низкопотенциальных ВЭР резко сократить (по предварительным оценкам не менее чем на 50%) потребление теплоты от внешних источников теплоснабжения на цели отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Планируя разработку и изготовление утилизаторов тепловых ВЭР, необходимо рассматривать систему, в которой они будут применены, включая потребителей теплоты, поскольку эффективность системы утилизации тепловых ВЭР, особенно низкопотенциальных (как, впрочем, и эффективность обычной системы централизованного теплоснабжения на базе ТЭЦ), зависит от существующей увязки конструктивных решений и режимов эксплуатации источников и потребителей теплоты. Выполнить такую увязку можно на основе энерготехнологических балансов различных систем, включающих источники и потребителей ВЭР, и соответствующего анализа этих балансов. В связи с этим в Энергетической программе СССР предусматривается: проведение активной энергосберегающей политики на базе ускоренного научно-технического прогресса во всех звеньях народного хозяйства, всемерная экономия топлива и энергии, обеспечение на этой основе значительного снижения удельной энергоемкости национального дохода.

На совещании в ЦК КПСС по вопросам ускорения научно-технического прогресса, проходившем в июне 1985 г., было подчеркнуто, что необходимо прирост потребности народного хозяйства в топливе, сырье и материалах на 75–80% удовлетворять за счет их экономии.

Химическая промышленность — одна из наиболее энергоемких отраслей народного хозяйства, поэтому максимальное повышение эффективности использования топлива и энергии на химических предприятиях является проблемой общегосударственного характера. Например, дальнейшее развитие химической промышленности в Европейской части СССР может осуществляться только при резком снижении энергопотребления действующих химических производств. В этих условиях выявление резервов возможной экономии топлива и энергии и широкое внедрение энергосберегающих мероприятий становится важнейшей задачей для всех химических предприятий. Несмотря на весьма разнообразную номенклатуру продукции, выпускаемой химическими предприятиями, значительная часть экономии топлива и энергии определяется техническими решениями, общими для всех предприятий (рекуперация теплоты, использование низкопотенциальной теплоты в санитарно-технических системах, утилизация теплоты продуктов сгорания, применение тепловых насосов, создание централизованных утилизационных систем и др.).

Это особенно четко проявляется при утилизации низкопотенциальной теплоты, в огромных количествах отводимой от технологического оборудования.

Низкопотенциальная теплота в больших количествах отводится в окружающую среду на любом химическом предприятии. В качестве охлаждающих агентов, как правило, используются вода и воздух, отводимые от охлаждаемых объектов при невысоких температурах, которые обычно значительно ниже температур охлаждаемых объектов. К потребителям теплоты от внешних источников подводятся теплоносители при температурах, превышающих необходимые на конечной стадии потребления теплоты. Поэтому, чтобы оценить степень возможной утилизации низкопотенциальных ВЭР на химических предприятиях, необходимо кратко рассмотреть сложившуюся структуру теплоснабжения, параметры теплоты на конечных стадиях потребления в технологических и санитарно-технических системах, а также параметры охлаждаемых объектов.

Несмотря на все многообразие технологических процессов анализ структуры теплопотребления на химических предприятиях позволяет наметить основные пути повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, общие для всех предприятий.

Все показатели, которые рассматриваются ниже, относятся только к предприятиям химической промышленности.

1.1. Структура теплоснабжения химических предприятий

Возможная экономия ТЭР при рационализации теплопотребления химических предприятий определяется как структурой источников теплоснабжения (см. табл. 1.1), так и характерными особенностями потребителей теплоты.

Из приведенных данных следует, что доля утилизационных установок в обеспечении предприятий теплотой весьма небольшая. Низкопотенциальные тепловые ВЭР почти не используются.

Для широкой утилизации низкопотенциальных ВЭР и выбора наиболее рациональных решений необходим прежде всего детальный анализ использования и отвода теплоты на каждом предприятии.

При определении возможных объемов использования ВЭР в масштабах отрасли нет необходимости рассматривать каждое предприятие, поскольку в химической промышленности на сравнительно небольшую группу предприятий приходится более 3/4 всех тепловых нагрузок (табл. 1.2). Это позволяет с допустимой степенью приближения вывести ряд средних показателей по отрасли в целом, ограничившись рассмотрением теплопотребления наиболее энергоемких предприятий, расположенных в различных географических районах страны.

На промышленном предприятии вся подведенная теплота распределяется между тремя функционально различными группами потребителей. Структура теплоты, отпускаемой предприятиям Минхимпрома, между источниками теплоснабжения

Источники теплоснабжения	Количество тепловой энергии, отпущенной потребителям	
	млн ГДж	% от общего теплопотребления
Собственные источники		
ТЭЦ	40,30	8,0
промышленные котельные	96,30	19,1
утилизационные установки	20,15	4,0
Источники теплоснабжения других министерств и ведомств (в основном ТЭЦ Минэнерго СССР)	347,25	68,9
Всего	504,0	100,0
в том числе		
потреблено предприятиями Минхимпрома	445,0	
передано сторонним потребителям	59,0	

Таблица 1.2. Распределение тепловых нагрузок предприятий отрасли в зависимости от объема теплоснабжения

Интервал теплоснабжения, млн. ГДж	Число предприятий в группе	Потребление тепловой энергии	
		млн. ГДж	% от общего потребления
От 2,1 до 4,2	25	72,0	16,20
Более 4,2 до 8,4	22	132,5	30,05
Более 8,4	11	135,6	30,05
Итого	58	340,1	76,3

нами потребителей: технологическими, отопительно-вентиляционными и хозяйственно-бытового горячего водоснабжения. Это распределение может быть самым различным (табл. 1.3) и определяется многочисленными разнохарактерными факторами: составом и энергоемкостью технологических производств, санитарно-гигиеническими требованиями к организации производственного процесса, географическим районом размещения предприятия и др.

Приведенные данные и экспертная оценка по остальным предприятиям отрасли позволяют вывести среднее по отрасли распределение общего теплоснабжения между тремя функционально различными группами потребителей: технологическими, отопительно-вентиляционными и хозяйственно-бытового горячего водоснабжения (табл. 1.4).

Доля теплоснабжения каждой группы приводится в определенных пределах, поскольку показатели по каждому отдельному предприятию рассчитывались для различных температур наружного воздуха и разных уровней загрузки основных технологических производств.

Располагая данными о структуре теплоснабжения и характере потребителей каждой группы, можно дать укрупненную оценку предполагаемой экономии теплоты за счет утилизации низкопотенциальных ВЭР.

Технологические потребители. Любой химический процесс в той или иной степени сопровождается теплообменом. Теплота, подводимая от внешних источников теплоснабжения, используется для нагрева исходного сырья и технологических потоков, реакционных смесей в аппаратах - реакторах и теплообменниках в основном поверхностного типа, поддержания определенной температуры технологических продуктов (полу-продуктов), нагрева промежуточных теплоносителей и т.д. До сих пор незначительно используется теплота для получения холода, поскольку себестоимость холода (любых параметров),

Таблица 1.3. Потребление теплоты на технологию, отопление и вентиляцию, горячее водоснабжение в общем теплоснабжении отдельных предприятий

Условный порядковый номер предприятия	Годовое теплоснабжение предприятия, тыс. ГДж	Доля от общего годового теплоснабжения, %			Географический район размещения предприятия
		на технологические процессы	на отопление и вентиляцию	на горячее водоснабжение	
1	4100	93,9	5,1	1,0	Юго-запад Европейской части
2	2486	62,7	20,5	16,8	Центр
3	5170	88,6	7,8	3,6	Юг Европейской части
4	1105	71,9	21,3	6,8	Юго-восток Европейской части
5	4645	72,2	16,6	1,2	Восток
6	7858	71,9	23,6	4,5	Восток
7	861	37,1	56,6	6,3	Центр
8	4889	73,7	21,8	4,5	Юго-запад
9	1520	62,4	29,3	8,3	Центр
10	2671	71,6	26,2	2,2	"
11	6031	96,8	1,3	1,9	Юг
12	1865	44,2	48,4	7,4	Центр
13	2881	66,8	18,8	14,4	"
14	6989	44,3	36,8	18,9	Юго-запад
15	8127	82,7	11,5	5,8	"
16	9131	91,0	7,3	1,7	Центр
17	16 254	82,9	15,5	1,6	"
18	1613	77,0	20,0	3,0	"
19	5670	82,6	15,0	2,4	"
20	3541	61,5	34,5	4,0	Восток
	Средние показатели по группе предприятий	77,1	18,0	4,9	—

вырабатываемого на компрессионных машинах, потребляющих электроэнергию, оказывается ниже, чем при выработке на абсорбционных машинах, потребляющих теплоту.

Режим потребления теплоты в современных технологических процессах характеризуется непрерывностью и определенным постоянством: основной теплоноситель - пар различных параметров; расчетное число часов потребления в течение года, как правило, не менее 8000. Параметры теплоносителей определяются условиями проведения технологического процесса. Весьма важно отметить, что примерно 90% технологических потребителей пара и горячей воды на конечной стадии потребления используют теплоносители с температурой до 150 °С.

Отопительно-вентиляционные системы. На химических предприятиях используются пар и горячая вода с расчетными температурами, не превышающими 150 °С. Отопление производственных помещений в основном воздушное, совмещенное с вентиляцией; около 85–90% отопительно-вентиляционных нагрузок приходится именно на такие совмещенные системы. Чрезвычайно важно обратить внимание на то, что в калориферах приточных установок отопительно-вентиляционных систем наружный воздух подогревается от температур минус 40 – плюс 10 °С только до 25–40 °С.

Системы хозяйственно-бытового горячего водоснабжения. Потребители этой группы – в основном душевые, мойки, прачечные, столовые. Конечный теплоноситель – горячая вода имеющая температуру 45–70 °С. В качестве первичного теплоносителя на большинстве предприятий используется водяной пар, транспортируемый от источников теплоснабжения по трубопроводам, общим с технологическими потребителями. Объясняется это в основном относительно небольшим средним объемом потребления теплоты на горячее водоснабжение по сравнению с общим потреблением теплоты предприятиями. Поэтому в теплый период года, когда отопительно-вентиляционные нагрузки отсутствуют, нецелесообразно оставлять в эксплуатации протяженную и разветвленную систему трубопроводов горячей воды. Режим потребления горячей воды в системах горячего водоснабжения круглогодичный, непрерывный, с резко выраженными кратковременными пиками нагрузок после окончания каждой смены (увеличение в 5–8 раз по сравнению со среднечасовым потреблением в течение суток).

Таким образом, рассматривая структуру теплоснабжения химических предприятий в аспекте широкой утилизации низкопотенциальных ВЭР, можно сделать вывод, что основная доля теплоты, необходимой для осуществления технологических

Таблица 1.4. Усредненное по отрасли распределение потребляемой теплоты между потребителями: технологическими, отопительно-вентиляционными и хозяйственно-бытового горячего водоснабжения

Потребители	Потребление теплоты		
	общее потребление пара и горячей воды, °	в том числе с температурой на конечной стадии потребления	
		до 150 °С	выше 150 °С
Технологические	60–70	50–60	10
Отопительно-вентиляционные	20–30	20–30	—
Горячего водоснабжения	4–10	4–10	—
Итого	100	90	10

процессов, а также эксплуатации общезаводских объектов и создания комфортных условий в производственных помещениях, является низкопотенциальной.

1.2. Источники и возможные потребители низкопотенциальных ВЭР

Коэффициент полезного использования энергоресурсов в народном хозяйстве составляет 28% [6]. Это означает, что в окружающую среду отводится огромное количество теплоты, в основном низкопотенциальной. Поэтому проблема широкого вовлечения низкопотенциальных ВЭР в топливно-энергетический баланс является весьма актуальной.

Четкого разграничения между высоко- и низкопотенциальными ВЭР до сих пор нет, однако, рассматривая вопросы их утилизации, целесообразно конкретизировать ряд исходных положений, в частности, однозначно определить температурный интервал, в котором ВЭР отнести к группе низкопотенциальных, а также установить форму учета, отражающую температуру источника их образования.

Принимая во внимание, что в отопительно-вентиляционных системах уже начато использование теплоты вентиляционных выбросов с температурой 25 °С, целесообразно именно этот уровень принять за нижнюю границу температур учитываемых низкопотенциальных ВЭР. Тогда можно предложить следующий температурный интервал для низкопотенциальных ВЭР: 25–300 °С – потоки в газообразной (паровой) фазе и 25–150 °С – потоки в жидкой фазе.

Второе из исходных положений (учет температуры источника образования ВЭР) требует пояснения. Параметры ВЭР, отводимых от охлаждаемых технологических потоков и оборудования в окружающую среду, как правило, не характеризуют температурный уровень охлаждаемых объектов, что не позволяет сделать обоснованный вывод о фактических возможностях их использования.

В этом отношении весьма характерна схема потоков отделения пиролиза дихлорэтана производства винилхлорида (рис. 1.1), при которой в окружающую среду выводятся только низкопотенциальные ВЭР: вода с температурой 35 °С и продукты сгорания с температурой 260 °С. Поток реакционных газов IV внутри технологического отделения охлаждается в колонне от 450–500 до 60–80 °С циркуляционным потоком VII, от которого теплота отводится водой VI водооборотной системы. В этом случае, фиксируя выход ВЭР при 35 °С, необхо-

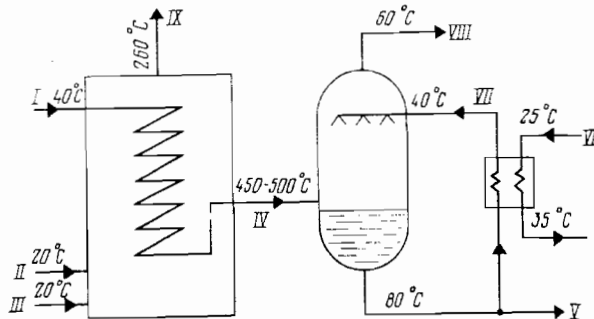


Рис. 1.1. Схема основных потоков отделения пиролиза дихлорэтана производства винилхлорида:

I, IV, V, VII, VIII - технологические потоки; II - воздух; III - топливо; VI - вода от водооборотной системы; IX - продукты сгорания

можно отразить, что в источнике их образования среда имеет температуру 500°C.

Предлагается указывать эти температурные уровни следующим образом: ВЭР 500/35, что будет характеризовать степень потерь от необратимости принятого способа вывода ВЭР из технологического процесса. При планировании широкого использования низкопотенциальных ВЭР технологических производств необходимо иметь представление о фактических рабочих температурах тех объектов, от которых теплота отводится в окружающую среду.

Поэтому целесообразно при оценке возможного выхода и утилизации низкопотенциальных ВЭР разделить их на группы по условиям возникновения и отвода, одновременно рассмотреть области использования ВЭР каждой группы. Это позволит во взаимной увязке решать вопросы отвода теплоты от охлаждаемых объектов и подвода теплоты к нагреваемым объектам.

Наиболее распространенные источники низкопотенциальных тепловых ВЭР на химических предприятиях можно распределить на три группы по условиям возникновения ВЭР:

- 1) охлаждаемые технологические потоки и оборудование;
- 2) технологические и санитарно-технические системы, потребляющие пар и горячую воду повышенного потенциала с одновременным отводом теплоносителей низкого потенциала;
- 3) котельные установки, технологические печи и другие топливосжигающие устройства.

Источники, количество и параметры тепловых ВЭР второй и третьей групп выявляются сравнительно просто. Для оценки выхода ВЭР первой группы необходим анализ теплотехнологи-

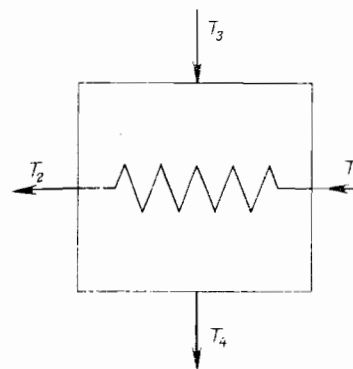


Рис. 1.2. Схема охлаждаемых и нагреваемых потоков:

T_1 , T_2 - температуры охлаждаемых (нагреваемых) потоков; T_3 , T_4 - температуры охлаждающих (нагревающих) потоков

ческого баланса технологических узлов, установок, цехов, производств и предприятия в целом. При этом, как будет показано ниже, определяется не только выход ВЭР, но, что не менее

важно, выявляются возможные потребители их (см. гл. 3).

Кратко рассмотрим источники и одновременно возможных потребителей низкопотенциальных тепловых ВЭР каждой группы.

Охлаждаемые технологические потоки и оборудование. Для ориентировочной оценки выхода и возможного использования ВЭР этой группы в технологических производствах по двадцати предприятиям был проведен анализ потребления и отвода теплоты в наиболее энергоемких узлах.

Предприятия заполнили опросные листы по форме, приведенной в табл. 1.5, увязанной со схемой охлаждаемых и нагреваемых технологических потоков и оборудования (рис. 1.2).

При этом учитывались годовые расходы, превышающие следующие величины: по охлаждающей воде 15 тыс. м³, по воздуху 75 тыс. м³ и по теплоте 8000 ГДж.

Из обширного материала, представленного предприятиями, выбрана небольшая, наиболее характерная часть, позволяющая оценить возможный объем утилизации низкопотенциальной теплоты рекуперацией ее в технологических производствах.

На каждом предприятии при потреблении теплоты, подводимой от внешних источников теплоснабжения, значительное

Таблица 1.5. Форма опросного листа для представления данных об охлаждении (нагревании) технологических потоков и оборудования

Наименование производства, стадий технологического процесса, охлаждаемых (нагреваемых) потоков и оборудования	Температуры потоков по принципиальной схеме охлаждения (нагревания) (рис. 1.2)				Расход теплоносителя (теплоносителя)	
	T_1	T_2	T_3	T_4	м ³ , ч (Мвт)	тыс. м ³ год (тыс. ГДж/год)

ее количество, отводимое от охлаждаемых технологических потоков и оборудования с водой и воздухом, полностью теряется. При этом температуры охлаждаемых объектов в значительной степени различаются. Основная цель анализа фактического энергопотребления состояла в том, чтобы определить возможное использование части теряемой теплоты вместо пара и горячей воды, подводимых от котельных и ТЭЦ. Универсальным теплоносителем для передачи теплоты от охлаждаемых объектов к нагреваемым, расположенным иногда на значительном расстоянии один от другого, является вода.

Создание на предприятии централизованной утилизационной системы горячей воды (рис. 1.3), иногда с 2-3 параметрами, позволяет относительно просто решить вопрос использования значительных объемов низкопотенциальных ВЭР технологических производств. Для организации циркуляционного контура утилизационной системы с температурой горячей воды T_1 и охлажденной T_2 необходимо сгруппировать охлаждаемые и нагреваемые потоки по взаимноувязанным температурным уровням.

На представленной схеме в узлах 1, 2, 3 теплота отводится и используется для нагревания подводимой охлаждающей воды от температуры T_2 до T_1 ; в узлах 5, 6 теплота, подведенная при T_1 , полезно используется. Поскольку возможно несовпаде-

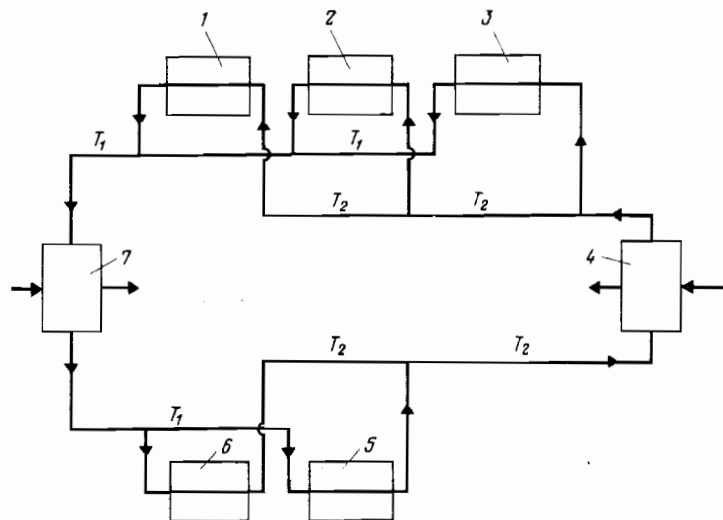


Рис. 1.3. Структура централизованной утилизационной системы с промежуточным теплоносителем

ние режимов охлаждения и нагревания в различных узлах схемы, предусмотрены буферные охладитель 4 и подогреватель 7. Каждый узел оснащен приборами автоматики, обеспечивающими необходимый режим подвода и отвода теплоты. Основываясь на таких принципиальных предпосылках, выполнен анализ использования и отвода тепла для нескольких технологических производств группы химических предприятий с целью определения уровня возможной рекуперации низкопотенциальной теплоты в пределах предприятий (табл. 1.6).

Предлагаемая система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем позволяет охватить большое число источников и потребителей теплоты, но неизбежно приводит к недостаточному использованию температурного потенциала источников теплоты. Поэтому при создании подобной системы необходимо всегда рассматривать возможность рекуперации теплоты в пределах установки, цеха или производства без использования промежуточного теплоносителя.

При рекуперации теплоты путем создания крупных (иногда общезаводских) утилизационных систем необходимо принимать во внимание изменение условий отвода теплоты от охлаждаемых объектов. Как правило, в связи с увеличением средней температуры охлаждающего агента уменьшается температурный напор между теплообменивающимися средами, что может потребовать увеличения расхода охлаждающего агента и теплообменной поверхности. Однако одновременно, заменяя охлаждающую воду, поступающую от водооборотных систем с градирнями (часто очень низкого качества), на умягченную воду, циркулирующую по замкнутому контуру, не связанному с атмосферой, и подводимую к охлаждаемому оборудованию с увеличенной скоростью, можно повысить коэффициент теплопередачи и резко снизить загрязнение теплообменных поверхностей, полностью скомпенсировать уменьшение температурного напора. Когда в действующих производствах в качестве охлаждающего агента используется воздух, при создании централизованных утилизационных систем потребуются установка дополнительных водоохлаждаемых теплообменников. Агрегаты воздушного охлаждения сохраняются как резервные.

Выбор расчетных температур горячей воды централизованной утилизационной системы должен осуществляться после составления теплотехнологического баланса предприятия или хотя бы отдельных производств с учетом, прежде всего, условий отвода теплоты от охлаждаемых объектов. В ряде случаев может оказаться, что целесообразно принять более низкие температуры промежуточного теплоносителя (если это позволяет ис-

ее количество, отводимое от охлаждаемых технологических потоков и оборудования с водой и воздухом, полностью теряется. При этом температуры охлаждаемых объектов в значительной степени различаются. Основная цель анализа фактического энергопотребления состояла в том, чтобы определить возможное использование части теряемой теплоты вместо пара и горячей воды, подводимых от котельных и ТЭЦ. Универсальным теплоносителем для передачи теплоты от охлаждаемых объектов к нагреваемым, расположенным иногда на значительном расстоянии один от другого, является вода.

Создание на предприятии централизованной утилизационной системы горячей воды (рис. 1.3), иногда с 2-3 параметрами, позволяет относительно просто решить вопрос использования значительных объемов низкопотенциальных ВЭР технологических производств. Для организации циркуляционного контура утилизационной системы с температурой горячей воды T_1 и охлажденной T_2 необходимо сгруппировать охлаждаемые и нагреваемые потоки по взаимноувязанным температурным уровням.

На представленной схеме в узлах 1, 2, 3 теплота отводится и используется для нагревания подводимой охлаждающей воды от температуры T_2 до T_1 ; в узлах 5, 6 теплота, подведенная при T_1 , полезно используется. Поскольку возможно несовпаде-

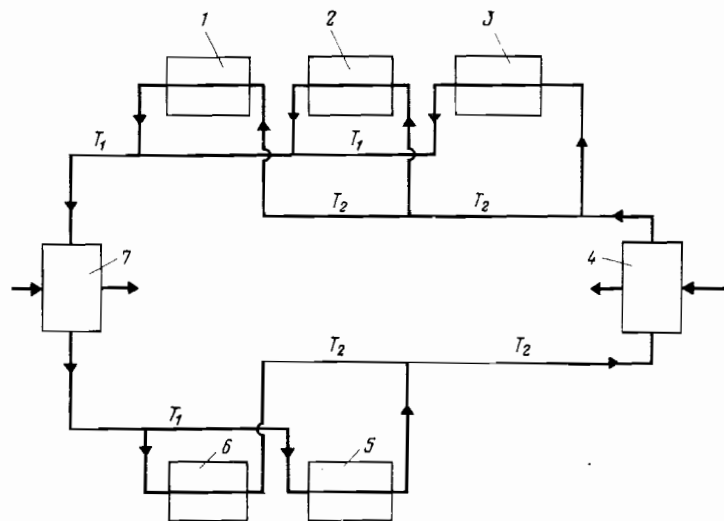


Рис. 1.3. Структура централизованной утилизационной системы с промежуточным теплоносителем

ние режимов охлаждения и нагревания в различных узлах схемы, предусмотрены буферные охладитель 4 и подогреватель 7. Каждый узел оснащен приборами автоматики, обеспечивающими необходимый режим подвода и отвода теплоты. Основываясь на таких принципиальных предпосылках, выполнен анализ использования и отвода тепла для нескольких технологических производств группы химических предприятий с целью определения уровня возможной рекуперации низкопотенциальной теплоты в пределах предприятий (табл. 1.6).

Предлагаемая система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем позволяет охватить большое число источников и потребителей теплоты, но неизбежно приводит к недостаточному использованию температурного потенциала источников теплоты. Поэтому при создании подобной системы необходимо всегда рассматривать возможность рекуперации теплоты в пределах установки, цеха или производства без использования промежуточного теплоносителя.

При рекуперации теплоты путем создания крупных (иногда общезаводских) утилизационных систем необходимо принимать во внимание изменение условий отвода теплоты от охлаждаемых объектов. Как правило, в связи с увеличением средней температуры охлаждающего агента уменьшается температурный напор между теплообменивающимися средами, что может потребовать увеличения расхода охлаждающего агента и теплообменной поверхности. Однако одновременно, заменяя охлаждающую воду, поступающую от водооборотных систем с градирнями (часто очень низкого качества), на умягченную воду, циркулирующую по замкнутому контуру, не связанному с атмосферой, и подводимую к охлаждаемому оборудованию с увеличенной скоростью, можно повысить коэффициент теплопередачи и резко снизить загрязнение теплообменных поверхностей, полностью скомпенсировать уменьшение температурного напора. Когда в действующих производствах в качестве охлаждающего агента используется воздух, при создании централизованных утилизационных систем потребуется установка дополнительных водоохлаждаемых теплообменников. Агрегаты воздушного охлаждения сохраняются как резервные.

Выбор расчетных температур горячей воды централизованной утилизационной системы должен осуществляться после составления теплотехнологического баланса предприятия или хотя бы отдельных производств с учетом, прежде всего, условий отвода теплоты от охлаждаемых объектов. В ряде случаев может оказаться, что целесообразно принять более низкие температуры промежуточного теплоносителя (если это позволяет ис-

ключить какие-либо переделки узла отвода теплоты) с последующим повышением его температуры в теплонасосных установках. В тех узлах технологических схем, где по температурным условиям проведения процесса возможно прямое использование тепловых ВЭР, потребуется выполнить небольшие реконструкционные работы. Для наиболее часто встречающегося случая, когда часть используемого пара можно заменить утилизационной горячей водой, требуется установить дополнительные теплообменники и проложить трубопроводы горячей воды.

Анализ материалов, приведенных в табл. 1.3; 1.4 и 1.6 и представленных предприятиями в опросных листах (табл. 1.5), позволяет сделать следующие выводы:

1) на энергоемких химических предприятиях количество теплоты, отводимой от охлаждаемых объектов, имеет тот же порядок, что и количество теплоты, подводимой к предприятию от внешнего источника теплоснабжения. В ряде случаев количество отводимой теплоты превышает количество подводимой;

2) температурный уровень охлаждаемых и нагреваемых потоков в пределах каждого предприятия примерно одинаков;

3) все исходные сырьевые потоки, поступающие в технологические производства, нагреваются в основном паром от температуры окружающей среды до температур, необходимых по регламенту процесса;

4) значительную долю теплоты, отводимой от охлаждаемых объектов, можно использовать для нагрева технологических потоков в пределах предприятия, предприняв соответствующую относительно несложную реконструкцию. Поскольку основная часть теплоты охлаждаемых объектов отводится с водой на водооборотные системы, рекуперация теплоты в пределах технологических производств предприятия позволит одновременно сократить потребление теплоты и охлаждающей воды;

5) принимая во внимание возможное несовпадение режимов работы многочисленных источников и потребителей теплоты, расположенных иногда в различных технологических производствах, целесообразно создать крупные общезаводские централизованные теплоутилизационные системы;

6) объем возможной рекуперации теплоты (в пределах только технологических производств рассмотренной группы из тринадцати предприятий) при создании централизованных теплоутилизационных систем определен на уровне 16,8 млн. ГДж/год, что составляет 23% от их общего теплопотребления.

Предприятия, показатели по которым приведены

Таблица 1.6. Результаты анализа использования и отвода теплоты в технологических производствах с целью создания централизованных утилизационных систем горячей воды

Условный по- казатель пред- приятия	Охлаждаемые объекты		Возможные расчеты температуры нейтрализации теплоты, млн. ГДж/год	Нагреваемые объекты				Сокращение расхода охла- ждающей воды при реципера- ции теплоты, млн. м³/год
	температурный интервал ох- лаждения, °С	количество от- водимой теп- лоты, млн. ГДж/год		полный по тех- нологическому регламенту	возможный для использования ВЭР	общее по тех- нологическому регламенту	часть с воз- можным ис- пользованием ВЭР	
1	85-40	2,8	70-30	20-60 20-95	4,2	1,0	25,0	
2	180-60 110-30 80-30 100-40	5,3	140-50	20-120 20-85 25-120 20-160	0,9	0,9	42,0	
3		6,3	90-30	18-40 20-100 50-115 54-56 (-5)-135	1,1	0,8	78,0	
4	100-60 100-30 85-40	1,5	90-20 70-30	10-50 0-100	1,7	1,2	7,0	
5	240-28 115-40 110-25 60-30	1,0	100-60 50-40	50-100 7-22 18-67 40-90 50-54 47-130	3,2	0,8	18,0	

6	135-35	0,8	95-70 80-40	30-70 30-100 60-85	30-85	0,4	0,2	14,0
7	200-45 180-60 105-35	1,1	150-50	(-24)-20 20-50 25-100	(-24) 40	1,4	0,9	15,0
8	90-70 110-55 135-40 165-70	1,4	80-60 90-50 155-100	20-70 35 100	20-100	0,8	0,6	10,0
9	600-140 180-80 100-60	3,0	80-40 120-60 180-100	10-30 30-45 50-90	10-120	1,7	1,7	15,0
10	180-60 120-40 85-40	6,3	170-110	60-120 30-130 50-110	0-110	3,5	3,5	70,0
11	140-50 110-40	8,8	130-100 100-80	(-5)-180 0 30 20-90 70-160	(-5)-130	6,4	2,2	20,0
12	150-40	0,1	140-30	20-120	20-120	0,3	0,1	5,0
13	200-70 150-90 120-60 100-40	3,3	190-60	0-60 130-80 100 50	0-145 20-110 30-145 70-100	2,9	2,9	70,0

Примечания 1. В вертикальных графах 2-3 приводятся данные только по тем случаям технологических производств, теплота от которых полностью или частично может быть использована для подогрева каких-либо технологических потоков или в санитарно-технических системах.

2. В графе 4 указаны расчетные температуры утилизационных систем горячей воды, которых можно достичь для передачи теплоты от охлаждаемых объектов к нагреваемым при перепадах температур между обменивающимися средами не менее 10°C.

3. В графах 6 и 8 приводятся данные, исходя из перепада температур между охлаждаемыми и нагреваемыми средами не менее 10°C.

4. Сокращение расхода охлаждающей воды (графа 9) соответствует фактическому количеству для отвода в окружающую среду теплоты, которая может быть утилизирована (графа 8).

в табл. 1.6, относятся к разным подотраслям химической промышленности, производящим разнообразную химическую продукцию, но на всех этих предприятиях имеются большие возможности, позволяющие сократить потребление теплоты от внешних источников теплоснабжения; для этого необходимо организовать рекуперацию теплоты технологических производств в масштабах предприятия.

Результаты проведенного анализа дают возможность оценить резервы экономии теплоты по отрасли в целом, основываясь на широком внедрении рекуперации теплоты технологических производств.

Если принять, что расход теплоты на технологические процессы составляет 60-70% от общего теплоснабжения по отрасли (267,0-311,5 млн. ГДж), степень охвата предприятий утилизационными системами 50%, а коэффициент рекуперации теплоты технологических процессов примерно 20%, то возможная экономия теплоты по первой группе источников ВЭР только за счет использования их в технологии составит 26,7-31,1 млн. ГДж/год. Этот эффект можно получить без каких-либо изменений технологических процессов.

Технологические и санитарно-технические системы. К ним относятся, как уже говорилось выше, системы, потребляющие пар и горячую воду повышенного потенциала с одновременным отводом теплоносителей пониженного потенциала. Значительная доля возможной утилизации низкопотенциальных ВЭР приходится на системы возврата конденсата от технологического паропотребляющего оборудования. Количество пара пролетного и вторичного вскипания можно принять равным примерно 10% от количества возвращаемого конденсата. Количество теплоты в паре пролетном и вторичного вскипания при расходе пара на технологические процессы по всем предприятиям отрасли в пределах 267,0-311,5 млн. ГДж (60-70% от общего теплоснабжения) и среднем возврате конденсата около 50% составит 13,35-15,57 млн. ГДж. Условия утилизации ВЭР в этих системах и конкретные примеры уже внедренных разработок подробно рассмотрены в гл. 5.

Дополнительно следует остановиться на одном крупном перспективном направлении использования ВЭР этой группы. Вторичный утилизируемый пар с температурой 100°C при небольшом избыточном давлении можно использовать:

в абсорбционных бромистолитиевых установках, что позволяет исключить парокомпрессионные холодильные установки, вырабатывающие холод 5-20°C и являющиеся крупными потребителями электроэнергии;

для сезонного обеспечения технологических потребителей охлажденной технической водой с температурой 21–25 °С, поскольку в теплый период года охлаждение воды в градирнях не обеспечивает ни качества, ни температуры, необходимых для нормального проведения технологических процессов. По оценке ряда предприятий подача в теплый период года охлаждающей воды с пониженной температурой позволит повысить производительность установленного технологического оборудования на 10–15%.

Одно из принципиальных направлений использования низкопотенциальных тепловых ВЭР – утилизация теплоты вентиляционных выбросов.

В химической промышленности на отопление и вентиляцию расходуется 89,0–133,5 млн. ГДж (20–30% общего теплопотребления). Если для определения возможного объема утилизации теплоты вентиляционных выбросов принять степень охвата существующих предприятий утилизационными установками порядка 35% и средний коэффициент рекуперации утилизационных устройств равным 35% [2], то сокращение потребления теплоты от внешних источников теплоснабжения в целом по отрасли составит 10,7–16,0 млн. ГДж.

Однако, рассматривая пути сокращения потребления теплоты на отопление и вентиляцию, необходимо принять во внимание ряд условий, характерных для химических предприятий, а также возможные варианты решения этой задачи более рациональным способом, чем утилизация теплоты вентиляционных выбросов.

На химических предприятиях вентиляционные выбросы, как правило, загрязнены, в связи с чем утилизация их теплоты выполняется по схеме с промежуточным теплоносителем. Это сопровождается значительным дополнительным расходом металла и требуются дополнительные площади для размещения оборудования утилизационной системы. В условиях действующих производств осуществление такой схемы часто оказывается трудно выполнимым.

На ряде химических предприятий эксплуатируются утилизационные устройства, позволяющие в отопительно-вентиляционных системах использовать теплую воду с температурами 25–40 °С или обратную воду тепловой сети с температурой 40–80 °С. При этом кроме утилизации низкопотенциальных ВЭР решается комплекс проблем, весьма актуальных для систем теплоснабжения промышленных предприятий: снижается температура обратной сетевой воды, параметры приточного воздуха приводятся в соответствие с требованиями ГОСТ

12.1.005–76, обеспечивается защита calorиферов от замерзания. Подробно этот вопрос изложен в гл. 5, однако следует отметить, что применение на химических предприятиях утилизационных устройств с контактными воздухоподогревателями более эффективно, чем устройств для утилизации теплоты вентиляционных выбросов по схеме с промежуточным теплоносителем.

Котельные установки, технологические печи и другие топливосжигающие устройства*.

В котельных, работающих на природном газе, полная потребность теплоты с уходящими газами при температуре 120–140 °С составляет 17–18% (в том числе 10–12% – скрытая теплота конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, 5–6% – их физическая теплота). Поэтому при использовании в качестве основного топлива природного газа целесообразно применение в котельных контактных экономайзеров, устанавливаемых на тракте продуктов сгорания после котлов. Это позволяет при охлаждении продуктов сгорания до 30–40 °С получать горячую воду с температурой 50–55 °С и определенное количество конденсата, выпадающего из глубоко охлаждаемых продуктов сгорания и пригодного для подпитки котлов и закрытых систем теплоснабжения (см. гл. 5).

Количество теплоты, получаемой в контактных экономайзерах, в среднем составляет 10–12% от количества теплоты, вырабатываемой в котлах. Потребителями этой теплоты могут быть объекты как в самих котельных, так и в санитарно-технических системах предприятий. В котельных воду с температурой 50–55 °С можно использовать для первой ступени подогрева исходной воды, поступающей на водоподготовку (в системе горячего водоснабжения), а также для подогрева дутьевого воздуха котлов с применением контактных воздухоподогревателей. Экономически оправдана подача в холодный период года горячей воды с температурой 55 °С в отопительно-вентиляционные системы технологических цехов с использованием в последних контактных воздухоподогревателей, обеспечивающих температуру обратной сетевой воды в пределах 20–40 °С (см. гл. 5).

Если только 50% действующих котельных оборудовать контактными экономайзерами, изменив соответствующим образом схемные решения в самих котельных и у внешних потребителей, обеспечивающих использование этой теплоты, то

* Оценка дается только по котельным установкам.

в целом по отрасли экономия может составить 4,8–5,8 млн. ГДж/год.

Все полученные оценочные показатели возможной утилизации низкопотенциальных ВЭР по трем группам относятся к действующим химическим предприятиям.

Для вновь проектируемых производств уровень экономии энергетических ресурсов может быть значительно выше. В табл. 1.7 сведены все показатели возможной экономии за условный расчетный период (5–6 лет). При этом предполагается, что вновь строящиеся и проектируемые объекты обеспечат рост промышленного производства за этот период на 30% относительно уровня 1985 года.

Представляет интерес сравнение возможных объемов использования низкопотенциальных и высокопотенциальных ВЭР. По химической промышленности (до выделения министерства по производству минеральных удобрений, в которое вошли весьма энергоемкие подотрасли) приводятся следующие данные по тепловым ВЭР [2]: возможное использование 203,0 млн. ГДж, фактическое использование 159,0 (78,4%) млн. ГДж.

Таким образом, по предприятиям двух министерств резерв высокопотенциальных ВЭР оценивается в 44,0 млн. ГДж по отношению к уровню 1985 г. Для предприятий одного министерства вовлечение в топливно-энергетический баланс низкопотенциальных ВЭР только по рассмотренным выше направлениям оценивается величиной 110–152 млн. ГДж.

Очевидно, что составление балансовых энерготехнологических схем основных химических производств и их анализ позволит выявить значительно большие резервы утилизации как высокопотенциальных, так и низкопотенциальных ВЭР. Приведенные в табл. 1.7 данные, естественно, не охватывают резервы экономии по самым различным направлениям: изменение отдельных стадий технологических процессов; переход на другое исходное сырье; повышение качества эксплуатации; организация учета расхода энергоресурсов и автоматизация процессов энергопотребления и др.

Как уже отмечалось, на химических предприятиях около 90% теплоты на конечных стадиях использования имеет температуру 25–150°C. Поэтому обеспечение потребителей теплотой, получаемой путем сжигания высококачественного топлива с последующими многочисленными стадиями трансформации энергии, является процессом малоэффективным. Даже если вся теплота от источника ее производства (без потерь в окружающую среду на стадиях трансформации и транспортирования)

Таблица 1.7. Возможное снижение теплопотребления химических предприятий за счет использования низкопотенциальных тепловых ВЭР при одновременном росте производства на 30%

Показатели	Потребители		
	технологические	отопительно-вентиляционные системы	системы горячего водоснабжения
Потребление теплоты действующими производствами на уровне 1985 г., млн. ГДж	267,0–311,5	89,0–133,5	17,8–44,5
Потребность в теплоте вновь проектируемых производств при удельных нормах расхода на уровне 1985 г., млн. ГДж	80,0–93,0	27,0–40,0	5,0–13,0
Степень охвата производств утилизационными рекуперативными системами, %			
действующих	50	35	50
проектируемых	70	80	90
Средний коэффициент рекуперации теплоты в утилизационных системах, %			
действующих производств	20	35	80
проектируемых производств	50	70	90
Возможное снижение потребления теплоты от внешних источников при рекуперации теплоты технологических производств, млн. ГДж			
действующих	26,7–31,1	10,7–16,0	7,1–17,8
проектируемых	28,0–32,5	15,0–22,4	4,0–10,5
Возврат конденсата от паропотребляющего оборудования, %			
по действующим производствам	50	—	—
по проектируемым производствам	60	—	—
Экономия теплоты при использовании пара пролетного и вторичного вскипания систем сбора конденсата, млн. ГДж			
по действующим производствам	13,3–15,6	—	—
по проектируемым производствам	5,4–5,8	—	—
Возможная экономия теплоты, млн. ГДж			
по действующим производствам	40,0–46,7	10,7–16,0	7,1–17,8
по проектируемым производствам	33,4–38,3	15,0–22,4	4,0–10,5

Показатели	Потребители		
	технологические	отопительно-вентиляционные системы	системы горячего водоснабжения
Общая экономия теплоты при росте производства на 30% относительно уровня 1985 г., млн. ГДж	73,4–85,0	25,7–38,4	11,1–28,3

будет передана потребителю, эксергетический коэффициент такого процесса будет в пределах 0,08–0,35. Этот показатель особенно хорошо подчеркивает необходимость самого широкого использования низкопотенциальных ВЭР на предприятиях химической промышленности.

Глава 2

ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Экономия топлива в современных системах теплоснабжения промышленных объектов все в большей степени достигается рациональным выбором параметров теплоносителей и использованием ВЭР низкого потенциала. Известные способы совершенствования традиционных систем теплоснабжения (повышение к.п.д. источников теплоты и качества регулирования отпускаемой теплоты, увеличение возврата конденсата, режимные мероприятия и т.п.) не позволяют перейти к принципиально новым энергосберегающим системам теплоснабжения. В этих системах оказывается возможным сократить на 40–50% потребление тепловой энергии от внешнего источника, в котором для ее получения сжигается органическое топливо.

Для разработки эффективных энергосберегающих систем теплоснабжения целесообразно использовать метод термодинамического анализа (второго закона термодинамики), позволяющего выявлять в любой системе узлы с наибольшей необратимостью тепловых процессов. Как показывает практика проектирования, в системах теплоснабжения с более высокой термодинамической эффективностью возможно также и более эффективно использовать низкопотенциальные ВЭР. В ряде случаев термодинамический анализ дает возможность

выбрать принципиально новые технические решения, обеспечивающие в системах энергоснабжения промышленных предприятий значительное снижение расхода первичного топлива и капитальных затрат.

В последние годы широкое распространение получил эксергетический метод термодинамического анализа, который учитывает не только количество, но и качество (температуру, давление и др.), используемых в системе энергоносителей. Метод описан в специальной литературе по термодинамике [7, 8] и практически неизвестен работникам промышленных предприятий, занимающихся вопросами рационального использования топлива и тепловой энергии. Отдельные прикладные задачи, решенные на основе этого метода, в основном сводятся к определению термодинамической эффективности теплогенерирующих установок без проведения соответствующего термодинамического анализа всей системы генератор–потребитель теплоты. Общая эффективность системы зависит не только от эффективности теплогенерирующих и теплоиспользующих установок, но и от их взаимного термодинамического соответствия, что позволяет свести к минимуму потери от необратимости в процессах передачи теплоты от источника к потребителю.

В этой главе наряду с рассмотрением традиционных критериев эффективности тепловых процессов, основанных на первом законе термодинамики, приводится термодинамический анализ ряда тепловых установок на основе второго закона термодинамики. Более широкое применение термодинамического подхода к анализу теплоиспользующих установок позволит с качественно новых позиций подойти к выбору требуемых параметров теплоносителя, что в конечном итоге приведет к снижению расхода первичного топлива в целом по предприятию.

2.1. Критерии эффективности тепловых процессов

Совершенство работы теплоиспользующего оборудования оценивается рядом критериев эффективности. К ним в первую очередь относится коэффициент полезного действия. В общем виде к.п.д. определяется как отношение полученного полезного результата к общим затратам. Например, для условий работы теплоутилизатора на отходящих газах в качестве затрат принимается максимальное количество теплоты, которое может быть утилизировано в установке, равное энтальпии отходящих газов.

Действительное количество использованной полезной теплоты всегда меньше энтальпии газов по двум причинам: вследствие потерь части теплоты установкой в окружающую среду и невозможности охлаждения газов ниже температуры поступающего в теплоутилизатор нагреваемого теплоносителя. Как правило, степень охлаждения газов ограничивается температурой их точки росы (температура начала конденсации содержащихся в газах паров различных веществ). В данном случае к.п.д. теплоутилизатора определяется как:

$$\eta_{\text{в}} = \frac{I_1 - I_2 - q_{\text{п}}}{I_1}, \quad (2.1)$$

где I_1 — энтальпия газов на входе в теплоутилизатор; I_2 — энтальпия газов на выходе из теплоутилизатора; $q_{\text{п}}$ — удельные потери теплоты на кг сухих газов.

Для условий работы теплоутилизатора, использующего теплоту низкотемпературных отходящих газов, можно принять, что удельные тепловые потери $q_{\text{п}}$ составляют не более 1% от энтальпии отходящих газов и массовая теплоемкость газа незначительно изменяется при низких температурах. В этом случае уравнение (2.1) упрощается

$$\eta_{\text{в}} = \frac{0,99(t_1 - t_2)}{t_1} = 0,99 \left(1 - \frac{t_2}{t_1}\right), \quad (2.2)$$

где t_1 и t_2 — температура газов соответственно на входе в теплоутилизатор и выходе из него.

В комплексных схемах утилизации теплоты наряду с чисто утилизационными теплообменниками находят широкое применение теплообменники самого различного назначения. Для оценки уровня совершенства их работы можно использовать коэффициент эффективности теплообмена ϵ , предложенный Кэйсом и Лондоном [9]:

$$\epsilon = \frac{W_{\text{г}}(t_{\text{г}1} - t_{\text{г}2})}{W_{\text{мин}}(t_{\text{г}1} - t_{\text{х}1})} = \frac{W_{\text{х}}(t_{\text{х}2} - t_{\text{х}1})}{W_{\text{мин}}(t_{\text{г}1} - t_{\text{х}1})}, \quad (2.3)$$

где W — водяной эквивалент теплоносителя; г, х — индексы, относящиеся к греющему и нагреваемому теплоносителям соответственно; 1, 2 — параметры теплоносителя на входе в теплообменник и выходе из него.

Выражение (2.3) представляет собой отношение фактической тепловой мощности теплообменника к максимально возможной, которая может быть реализована в теплообменнике с коэффициентом теплопередачи $K \rightarrow \infty$ или поверхностью теплообмена $F \rightarrow \infty$. Под водяным эквивалентом подразумевается произведение расхода теплоносителя на его теплоемкость, а $W_{\text{мин}}$ — наименьшая из величин $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{х}}$.

При анализе тепловых схем иногда представляет интерес

информация не о коэффициенте эффективности теплообменника в целом, как он трактуется в работе [9], а о степени использования располагаемой теплоты одного из теплоносителей. В этом случае применяют такой критерий, как к.п.д. по соответствующему теплоносителю ($\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{х}}$) [10]:

$$\eta_{\text{х}} = \frac{\Delta t_{\text{х}}}{\Delta t_{\text{max}}}; \quad \eta_{\text{г}} = \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{max}}},$$

где $\Delta t_{\text{х}}$, $\Delta t_{\text{г}}$ — изменение температуры соответствующих теплоносителей; Δt_{max} — максимальный температурный напор в теплообменнике.

Величины $\eta_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{х}}$ связаны с коэффициентом эффективности зависимостями: при $W_{\text{г}} > W_{\text{х}}$ величина $\eta_{\text{х}} = \epsilon$ и $\eta_{\text{г}} = (W_{\text{х}}/W_{\text{г}})\epsilon$; при $W_{\text{г}} < W_{\text{х}}$ величина $\eta_{\text{х}} = (W_{\text{г}}/W_{\text{х}})\epsilon$ и $\eta_{\text{г}} = \epsilon$.

Все тепловые процессы представляют собой передачу теплоты от теплоносителя с более высокой температурой к теплоносителю с меньшей температурой, что сопровождается снижением «качества» отводимой тепловой энергии и в определенной степени ее деградацией. Иногда складывают X джоулей тепловой энергии при 20 °С и Y джоулей тепловой энергии при 500 °С, хотя ценность этих двух потоков тепловой энергии различна. Для возможности определения критериев, учитывающих «качество» используемой тепловой энергии, необходимо более детально рассмотреть процессы получения тепловой энергии на основе второго закона термодинамики.

По Ранту [11], второй закон термодинамики может быть представлен в двух основных формулировках: 1) теплота сама по себе не может передаваться объекту с более высокой температурой; 2) теплота не может полностью превращаться в работу. Даже в самом совершенном двигателе часть подведенной теплоты отводится в окружающую среду (рис. 2.1). Максимальное количество теплоты Q , которое может быть превращено в работу, равно

$$E = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q, \quad (2.4)$$

где T — постоянная температура, при которой подводится теплота, К; T_0 — температура окружающей среды, К.

Величина E называется эксергией, а величина $1 - T_0/T$ — эксергетической температурной функцией τ , которая и определяет ценность подводимой тепловой энергии. В формулах эксергия всего количества вещества в потоке обозначается символом E , а удельная эксергия — символом e .

На рис. 2.2 представлена зависимость величины температурной эксергетической функции ($\tau = 1 - T_0/T$) от температуры теплоносителя. На основании данных рис. 2.2 можно сделать

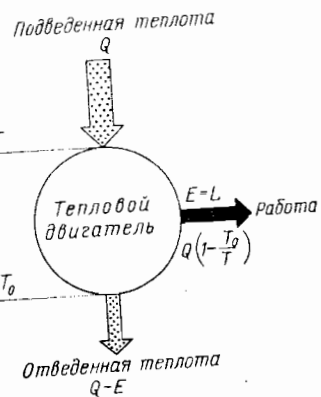


Рис. 2.1. Принципиальная схема обратимого теплового двигателя при постоянных температурах источника T и приемника T_0 теплоты

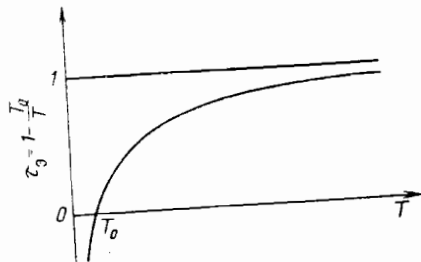


Рис. 2.2. Эксергетическая температурная функция τ_0 в зависимости от температуры теплоносителя T

следующие выводы: при $T = \infty$ величина $\tau_0 = 1$ (вся теплота теоретически может быть превращена в работу); при $T_0 < T < \infty$ величина τ_0 уменьшается с уменьшением величины T и особенно интенсивно в области, близкой к T_0 . При $T = T_0$ величина $\tau_0 = 0$; при $0 < T < T_0$ величина τ_0 меняет знак на противоположный и возрастает по абсолютной величине с уменьшением T [12]. Большое влияние на величину эксергии оказывает температура окружающей среды. Это особенно заметно, когда температура потока рабочего тела значительно отличается от температуры окружающей среды. Так, эксергия воды с температурой 30°C летом при температуре наружного воздуха, также равной 30°C , равна нулю. Однако зимой при температуре наружного воздуха минус 30°C эксергия этой воды уже существенна, и вода представляет собой определенную энергетическую ценность. Она может быть использована для начального подогрева наружного воздуха, например в контактном аппарате.

Понятие эксергии хорошо согласуется с наблюдениями инженеров практиков:

- 1) полученная теплота обходится тем дороже, чем выше температура при ее передаче;
- 2) теплота не представляет какого-либо интереса при параметрах, близких к температуре окружающей среды;
- 3) теплота связана с потреблением энергии, когда она передается при температуре ниже температуры окружающей среды (холодильные установки).

В соответствии со вторым законом термодинамики различают два вида энергии:

1) неограниченно превратимые формы энергии (электрическая или механическая энергия), которые преобразуются в любую другую форму энергии;

2) ограниченно превратимые в другие формы энергии (внутренняя энергия, теплота).

По определению удельная эксергия равна работе, которая может быть получена в потоке при обратимом переходе 1 кг вещества из данного состояния в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой. Эксергия механической энергии E_L равна, очевидно, самой механической энергии. Если через E_Q и E_L обозначить введенную в систему эксергию, (E_Q —эксергия, введенная в систему в виде теплоты), а через E'_Q и E'_L —эксергию, полученную в результате совершения системой определенного процесса, то, согласно [13], на основе второго закона термодинамики можно утверждать, что

$$E_Q + E_L \geq E'_Q + E'_L \quad (2.5)$$

В соотношении (2.5) знак равенства соответствует обратимым процессам в системе, знак неравенства—необратимым. Используя это соотношение, можно определить максимально возможные показатели установок при обратимых процессах в них.

Следует отметить, что в любом тепловом процессе подводимая и отводимая энергии равны, а отводимая эксергия (E_R) всегда меньше подводимой (E_n). Эта потеря обусловлена внешней и внутренней необратимостью действительных термодинамических процессов. Так, в теплообменнике ценность теплоты, подводимой с греющим теплоносителем, всегда больше ценности теплоты, отводимой с нагреваемым рабочим телом. Значение потерь эксергии могут быть определены как

$$\Pi_i = T_0 \Delta S_i, \quad (2.6)$$

где ΔS_i —суммарное изменение энтропии всех тел, участвующих в процессе.

Тогда степень термодинамического совершенства установки (эксергетический к.п.д.)

$$\eta'_0 = \frac{E_n - \sum \Pi_i}{E_n} = \frac{E_R}{E_n}. \quad (2.7)$$

Фактически к.п.д. представляет собой отношение отводимых из устройства потоков эксергии к подводимым. В работе [14] предлагается другая трактовка эксергетического к.п.д.,

в соответствии с которой этот к.п.д. определяется как увеличение эксергии одного вещества за счет уменьшения эксергии другого вещества. Эксергетический к.п.д. целесообразно применять при оценке совершенства работы теплообменника, в котором используются два потока теплоносителей:

$$\eta_3 = \frac{\Delta E_x}{\nabla E_T}, \quad (2.8)$$

где ΔE_x — увеличение эксергии нагреваемого теплоносителя; ∇E_T — снижение эксергии греющего теплоносителя.

Система термодинамически объективных показателей эффективности тепловых процессов позволяет значительно расширить рамки инженерных применений технической термодинамики, способствует осмысливанию особенностей тепломеханических взаимодействий и преобразований и дает возможность предотвратить ошибки в оценке фактического использования энергии и истинной эффективности тепловых процессов и установок.

Эксергетический анализ применяют для решения двух основных задач: 1) установление максимальных термодинамических возможностей и вычисление безвозвратных потерь эксергии в результате необратимости процессов и циклов; 2) обоснование рекомендаций по совершенствованию последних.

При решении задач первой категории эксергетический анализ позволяет определить общую степень совершенства схемы и численно определить потери эксергии в отдельных ее узлах. В ряде случаев, используя эксергетический анализ, можно определить условия, соответствующие минимальным потерям эксергии в отдельных узлах схемы, а иногда и во всей схеме. В разветвленных системах можно уменьшить потери эксергии в узлах с наибольшей необратимостью, уменьшив потери в предыдущих узлах. В работе [8] для уменьшения потерь в системе предлагается два направления:

1) уменьшить потери в тех узлах, из которых выводятся отбросные продукты;

2) создавать новые узлы для использования эксергии отбросных продуктов (например, установить теплоутилизатор для подогрева исходных продуктов за счет использования эксергии уходящих газов).

Некоторые процессы имеют весьма низкий эксергетический к.п.д. даже при современных технических решениях. Так, низкое значение эксергетического к.п.д. водогрейного котла вызвано прежде всего необратимостью процессов горения и теплообмена между продуктами сгорания и нагреваемой водой.

К.п.д. можно несколько повысить, уменьшив коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания, улучшив теплоизоляцию котла и т.п. Однако для значительного снижения потерь от необратимости теплообмена между высокотемпературными продуктами сгорания и относительно низкотемпературной водой необходимо применять нагреватели других типов, использующие отбросную теплоту потоков рабочего тела с более низкой температурой.

2.2. Энергия и эксергия потоков вещества

Для наглядного изображения энергетических потоков системы, состоящей из многих элементов, составляют схему потоков энергии — так называемую диаграмму Сэнки [15]. На этой диаграмме отдельные части системы соединены «потоками», т.е. полосами, ширина которых соответствует величине передаваемой энергии (механической, электрической, тепловой и т.п.). Диаграмма позволяет проследить, какие энергетические потоки переносятся через отдельные элементы системы и в наглядной форме отразить количественную сторону энергобаланса. В таких диаграммах находит отражение лишь первый закон термодинамики (закон сохранения энергии), тогда как второй закон термодинамики не учитывается. Чтобы отразить ограничиваемую вторым законом термодинамическую способность различных форм энергии к преобразованиям и иметь возможность судить о термодинамическом совершенстве энергопреобразований, Рант предложил энергетические потоки диаграммы Сэнки разделить на две составляющие: потоки эксергии и потоки энергии, которые не могут быть преобразованы в эксергию, называемыми потоками анергии. Таким образом, из простой диаграммы энергии получается более выразительная диаграмма потоков эксергии и анергии.

На такой диаграмме потоков первый закон термодинамики находит отражение в том, что сумма потоков эксергии и анергии всегда остается постоянной. Второй закон термодинамики проявляется в уменьшении потоков эксергии, сужающихся на диаграмме при всякой необратимости. Такая диаграмма, прежде всего, облегчает принципиальное понимание процессов преобразования энергии.

Наряду с совмещенными диаграммами часто применяют и диаграммы только потоков эксергии. Эти диаграммы особенно наглядны при анализе процессов смешения или теплообмена между потоками теплоносителей. В них отчетливо отражаются потери от необратимости процессов. На графике

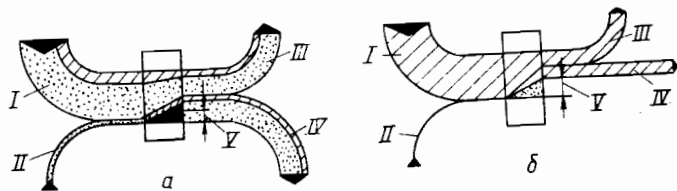


Рис. 2.3. Диаграммы совмещенных потоков энергии, эксергии, анергии (а) и потоков эксергии (б) в водоводяном теплообменнике ($T_0 = 273 \text{ K}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$ в отапливаемом помещении)

эксергетического баланса следует отделять эксергию отбросных продуктов (потери теплоты в окружающую среду, потери теплоты с уходящими газами и т.п.) от потерь эксергии, связанных с внутренней необратимостью процесса (потери эксергии при теплообмене). Последний вид потерь изображается в пределах контрольной поверхности процесса в виде полосы, ширина которой увеличивается от нуля до величины $\nabla E = T_0 \Delta S$. При составлении полосовых графиков на них также наносят потоки электрической энергии, подводимой к насосам и вентиляторам, если они соизмеримы с потоками тепловой энергии в процессе.

Для примера на рис. 2.3, а приведена совмещенная диаграмма потоков энергии, эксергии и анергии, а на рис. 2.3, б — диаграмма потоков эксергии водоводяного теплообменника при температуре окружающей среды $T_0 = 273 \text{ K}$ ($t_0 = 0^\circ\text{C}$). Характеристики потоков даны в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Характеристики потоков к рис. 2.3

Номер потока	Поток	Температура, $^\circ\text{C}$	Расход, кг/ч	Энергия потока, кДж/кг	Эксергия потока, кДж/кг	Анергия потока, кДж/кг
I	Теплоноситель на входе в теплообменник	130	1000	544280	99110	445170
II	Нагреваемая вода на входе в теплообменник	5	1000	20930	190	20740
III	Теплоноситель на выходе из теплообменника	70	1000	293070	32180	260890
IV	Нагреваемая вода на выходе из теплообменника	65	1000	272140	28030	244110
V	Потери эксергии в теплообменнике	—	—	—	39090	—

При рассмотрении процессов в теплообменнике пренебрегаем потерями теплоты в окружающую среду и затратами энергии на прокачивание обоих теплоносителей через теплообменник. В данном случае потери эксергии вызваны необратимостью теплообмена, так как эксергия нагреваемой воды с температурой 65°C значительно меньше эксергии греющего теплоносителя с температурой 130°C . Потери эксергии от необратимости теплообмена могли бы быть практически равны нулю, если бы удалось нагреть холодную воду в теплообменнике до 130°C , а теплоноситель охладить до 5°C , что возможно в теплообменнике с поверхностью нагрева $F \rightarrow \infty$. Соблюдение данного условия требует наряду со значительными первоначальными материальными затратами еще и огромных расходов электроэнергии на прокачку теплоносителей через теплообменник, которые намного превысят затраты тепловой энергии.

Для большей наглядности иногда блок-схему анализируемой системы теплоснабжения изображают с учетом соответствующих температурных уровней (рис. 2.4). В данной схеме тепловая мощность, переданная отапливаемому помещению $Q_{от}$, определяется в основном величиной к.п.д. котла η_k (потери в тепловых сетях пренебрегаем), который принимается равным 0.8. Тогда

$$Q_{от} = \eta_k Q_T = 0,8 Q_T,$$

где Q_T — теплота, выделяющаяся в топке котла при сгорании топлива.

При температуре в отапливаемом помещении $t_b = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$ и температуре окружающей среды $t_0 = 0^\circ\text{C} = 273 \text{ K}$ эксергетическая температурная функция будет равна

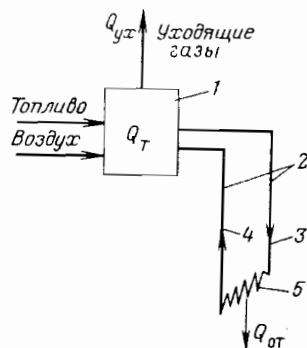
$$\frac{T_b - T_0}{T_b} = \frac{293 - 273}{293} = 0,07.$$

Следовательно, общий эксергетический к.п.д. системы теплоснабжения будет равен $\eta_z = 0,8 Q_T \tau_z = 0,056 Q_T$. Таким образом, в данной системе теплоснабжения всего только 5,6% первичной эксергии топлива используется в отапливаемом помещении.

Для термодинамического анализа отдельных процессов и циклов применяют $\tau_z I$ -диаграмму, которая практически аналогична $\tau_z T$ -диаграмме (см. рис. 2.2). В элементарном процессе теплообмена потери эксергии выражаются уравнением [8]:

$$\nabla e = dQ \left(\frac{1}{T_r} - \frac{1}{T_x} \right) T_0 = dQ \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} + \frac{T_x - T_0}{T_x} \right). \quad (2.9)$$

1 - котел; 2 - тепловая сеть; 3 - подающий трубопровод, $t = 130^\circ\text{C}$; 4 - обратный трубопровод, $t = 70^\circ\text{C}$; 5 - нагревательный прибор



Недостатком графиков $\tau_3 I$ является то, что их строят только для одной температуры окружающей среды T_0 . Этого недостатка лишена предложенная Трингом система координат $1/T, I$, которую иногда называют «оценочной диаграммой» (рис. 2.5, б). В этой системе элементарная площадка, заключенная между кривыми обменивающихся сред, представляет собой сумму элементарных приращений энтропии dS :

$$dS = dQ \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_r} \right), \quad (2.10)$$

а элементарная площадка, заключенная между кривой одного из теплоносителей и ординатой T_0 , пропорциональна элементарному приращению термической эксергии данного тела:

$$\frac{dE}{T_0} = dI \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right). \quad (2.11)$$

Площади между кривыми изменений температур теплоносителей в системе $1/T$, I , таким образом, также пропорциональны приращениям и потерям эксергии. Коэффициент пропорциональности в этом случае зависит от температуры окружающей среды, но форма кривых не зависит от этой температуры.

На рис. 2.5 представлена в координатах τ_3 , I (рис. 2.5, а) и в координатах $1/T$, I (рис. 2.5, б) система теплоснабжения, изображенная на рис. 2.4. В данных системах координат площади, соответствующие потерям эксергии, расположены над отрезками по оси абсцисс, которые представляют собой количества переданной теплоты. Таким образом, можно анализировать потери эксергии в отдельных сечениях теплообменников. На ось

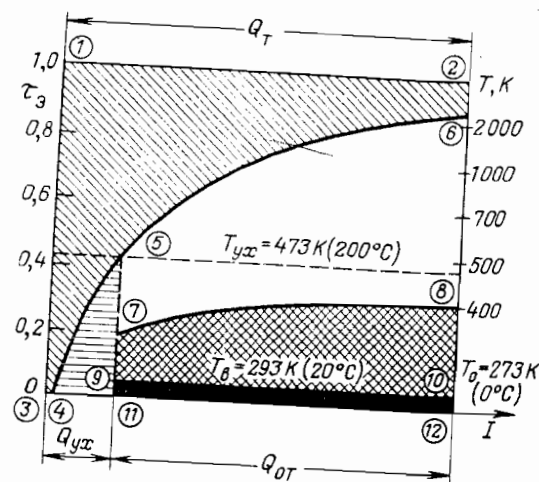
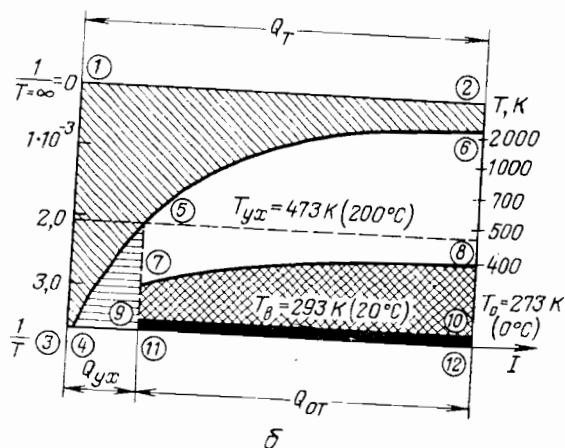


Рис. 2.5. Потери эксергии в системе теплоснабжения:
 а - диаграмма T_s ; 1; б - диаграмма $1/T-1$; 1-2-12-3-1 - эксергия топлива; 1-2-6-4-3-1 - потери эксергии при сжигании топлива; 4-5-6-12-4 - эксергия продуктов сгорания; 4-6-8-7-11-4 - потери эксергии продуктами сгорания; 7-8-12-11-7 - эксергия воды системы отопления; 9t-10-12-11-9 - эксергия потока теплоты при температуре отопляемого помещения T_b ; 9t - теплота сгорания топлива; 9Qt - тепловые потери отапливаемого помещения; 9ух - потери эксергии с уходящими продуктами сгорания



ординат для удобства дополнительно нанесена шкала температур. На диаграммы нанесен горизонтальный отрезок 1-2 с отметкой по оси ординат 1,0, который соответствует теплоте сгорания топлива Q_T , практически полностью переходящей в теплоту продуктов сгорания.

Площадь, заключенная между отрезком 1-2 и изотермой, соответствующей температуре окружающей среды T_0 , является мерой эксергии топлива. Потери эксергии при сгорании топлива эквивалентны площади 1-2-6-5-4-3-1, а эксергия продуктов сгорания в котле эквивалентна площади 4-5-6-12-4. Часть теплоты продуктов сгорания Q_{yx} удаляется в дымовую трубу при температуре T_{yx} с уходящими газами, эксергия которых эквивалентна площади 4-5-11-4.

Как видно из рис. 2.5, с ростом температуры уходящих газов потери теплоты Q_{yx} , а соответственно и потери эксергии будут увеличиваться. Поскольку температура воды в системе теплоснабжения невысокая ($130/70^\circ\text{C}$), потери эксергии при нагреве воды в котле значительны и пропорциональны площади 7-5-6-8-7.

Теплота, воспринятая водой системы теплоснабжения $Q_{от}$, передается отапливаемому помещению для компенсации теплопотерь при температуре всего 293 К (20°C), что также сопровождается большими потерями эксергии (площадь 9-7-8-10-9). Суммарные же потери эксергии, обусловленные использованием энергетически ценного ископаемого первичного топлива для отопления, весьма значительны (им соответствует площадь 1-2-10-9-11-3-1), а весь этот процесс термодинамически неэффективен.

Эффективность применения эксергетического метода зависит от точности определения эксергии потока вещества. Определение величины эксергии по формуле (2.4) с использованием эксергетической температурной функции τ , допустимо, если температура процесса не изменяется. Однако большинство процессов в схемах утилизации теплоты сопровождается изменением температур теплоносителей. Поэтому в таких случаях формула (2.4) пригодна лишь для оценочных характеристик эксергии потока.

В общем виде удельная эксергия потока вещества определяется по формуле:

$$e = \Delta i - T_0 \Delta S, \quad (2.12)$$

где Δi — изменение энтальпии вещества при охлаждении его от температуры T до температуры окружающей среды T_0 .

Фактически величина Δi представляет собой количество теплоты, которая выделяется при охлаждении вещества до температуры окружающей среды. Если в процессе охлаждения вещество не изменяет агрегатного состояния, то величина Δi будет равна

$$\Delta i = c_p (T - T_0), \quad (2.13)$$

где c_p — теплоемкость вещества.

Энтропия, потерянная веществом при охлаждении его до температуры окружающей среды, выражается уравнением:

$$\Delta S = \int_{T_0}^T \frac{dQ}{T} = \int_{T_0}^T \frac{c_p dT}{T} = c_p \ln \frac{T}{T_0}. \quad (2.14)$$

Тогда с учетом выражений (2.13) и (2.14) удельная эксергия потока вещества будет равна

$$e = c_p \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right). \quad (2.15)$$

Представляет определенный интерес и доля эксергии в энтальпии потока вещества b , которая по аналогии с эксергетической температурной функцией определяет энергетическую ценность потока вещества, но уже для случая, когда температура вещества изменяется в процессе протекания тепловых процессов:

$$b = \frac{e}{\Delta i} = \frac{\Delta i - T_0 \Delta S}{\Delta i} = 1 - T_0 \frac{\ln(T_1/T_0)}{T_1 - T_0} = 1 - \frac{\ln(T_1/T_0)}{T_1/T_0 - 1}. \quad (2.16)$$

Следовательно, величина b зависит только от отношения абсолютных температур потока вещества и окружающей среды. Для воды величина удельной эксергии при $T_0 > 273$ К составит

$$e = 4,19 \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right). \quad (2.17)$$

При температуре окружающей среды $T_0 < 273$ К необходимо учитывать в расчетах эксергии воды снижение энтропии в процессе замерзания, которое определяется как

$$\frac{r_n}{273} = \frac{334}{273} = 1,222 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

где r_n — теплота плавления воды.

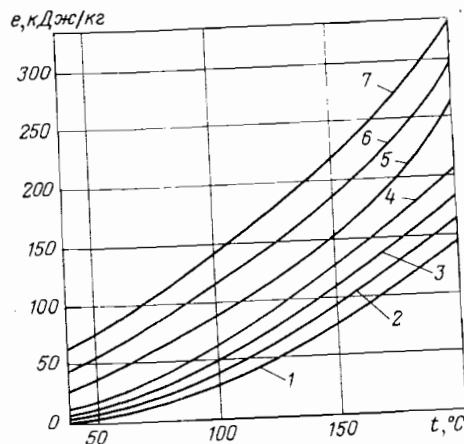


Рис. 2.6. Зависимость удельной эксергии воды e от ее температуры t и температуры окружающей среды t_0 : 1 — $T_0 = 303$ К ($t_0 = 30^\circ\text{C}$); 2 — $T_0 = 293$ К; 3 — $T_0 = 283$ К; 4 — $T_0 = 273$ К (0°C); 5 — 263 К ($t_0 = -10^\circ\text{C}$); 6 — 253 К ($t_0 = -20^\circ\text{C}$); 7 — $T_0 = 243$ К ($t_0 = -30^\circ\text{C}$)

На рис. 2.6 приведены значения удельной эксергии потока воды в зависимости от ее температуры и температуры окружающей среды t_0 .

2.3. Эффективность применения термодинамического анализа при разработке тепловых схем

Реальные термодинамические процессы, протекающие в теплоиспользующих установках, являются необратимыми. Степень необратимости отдельных процессов представляет собой меру совершенства теплоиспользующей установки. С развитием техники тепловые схемы установок все более усложняются, в них используются потоки теплоносителей с различными потенциалами, которые могут многократно смешиваться или разделяться снова на отдельные потоки.

Смешение рабочих тел используется во многих технологических процессах. Если смешивающиеся рабочие тела имеют разные температуры, давления, составы или концентрации, то процессы смешения сопровождаются потерями эксергии, которые складываются из потерь по каждому из параметров. Смешение рабочих тел, различающихся только температурами, представляет собой частный случай таких процессов и широко применяется в промышленных установках для регулирования

температуры. Потери эксергии при этом определяются только разностью температур рабочих тел. Их определение имеет не только теоретическое, но и практическое значение, поскольку такие потери оказывают влияние на показатели работы установок.

В процессе смешения через контрольную поверхность системы подводятся два потока рабочих тел с расходами W_1 и W_2 и удельными эксергиями e_1 и e_2 , а отводится поток рабочего тела с расходом $W_1 + W_2$ и эксергией $e_{\text{см}}$ [16]:

$$W_1 e_1 + W_2 e_2 = (W_1 + W_2) e_{\text{см}} + (W_1 + W_2) \nabla e_{\text{см}}, \quad (2.18)$$

где $\nabla e_{\text{см}}$ — потери эксергии на 1 кг смеси.

При температурах смешивающихся рабочих тел T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$) удельные потери эксергии будут равны [16]:

$$\nabla e_{\text{см}} = c T_0 [\ln(1 - K + T_1/T_2) - K \ln(T_1/T_2)], \quad (2.19)$$

где K — коэффициент смешения: $K = W_1/(W_1 + W_2)$.

Как видно из уравнения (2.19), величина удельных потерь эксергии прямо пропорциональна удельной теплоемкости вещества и температуре окружающей среды. Кроме этого, она растет с увеличением отношения T_1/T_2 , что вполне объяснимо с учетом второго закона термодинамики, так как с увеличением разности температур смешивающихся рабочих тел потери эксергии возрастают. Чтобы определить коэффициент смешения K , при котором удельные потери эксергии максимальны, продифференцируем выражение (2.19) по K и результат приравняем нулю:

$$\frac{\partial(\nabla e_{\text{см}})}{\partial K} = T_0 c \left[\frac{T_1/T_2}{1 - K + K T_1/T_2} - \ln \frac{T_1}{T_2} \right] = 0, \quad (2.20)$$

$$\text{откуда } K_{\text{max}} = \frac{1}{\ln(T_1/T_2)} - \frac{1}{T_1/T_2 - 1}. \quad (2.21)$$

Величина K_{max} изменяется от 0,46 при $T_1/T_2 = 10$ до 0,32 при $T_1/T_2 = 1,4$. При этом с увеличением коэффициента смешения от 0 до K_{max} удельные потери эксергии возрастают.

В качестве примера использования процесса смешения рабочих тел с разными температурами для поддержания постоянной температуры потока воздуха на выходе из огневого подогревателя может служить байпасирование части потока воздуха, минуя подогреватель. С увеличением расхода байпасируемого потока воздуха повышается температура нагрева ос-

нового потока воздуха в подогревателе при необходимости поддержания заданной температуры смеси потоков воздуха, поступающего потребителю. С увеличением температуры нагрева воздуха возрастает средняя температура потока воздуха в подогревателе, что приводит к снижению разности средних температур нагреваемого потока воздуха и продуктов сгорания. В результате этого повышается температура уходящих из подогревателя продуктов сгорания, а соответственно и расход сжигаемого топлива.

Данный метод широко применяют для регулирования температуры воздуха в калориферах установок кондиционирования и систем приточной вентиляции. Такое регулирование приводит к повышению температуры теплоносителя в обратном трубопроводе системы теплоснабжения и в конечном итоге к снижению к.п.д. котельной, а в случае теплоснабжения от ТЭЦ — к недовыработке электроэнергии на тепловом потреблении.

Имеющийся опыт разработки теплоиспользующего оборудования показывает, что если смешиваются потоки рабочих тел с разными температурами, то необходимо, по возможности, изменить общую схему таким образом, чтобы обеспечить изотермическое смешение. Это позволит повысить эффективность работы оборудования. Так, при использовании теплоты двух потоков уходящих газов с разными температурами теплоутилизатор должен быть двухступенчатым. В первой ступени происходит предварительное охлаждение потока уходящих газов с более высокой температурой, а во второй ступени — охлаждение всех потоков уходящих газов (рис. 2.7, а). Величина поверхности теплообмена первой ступени определяется темпе-

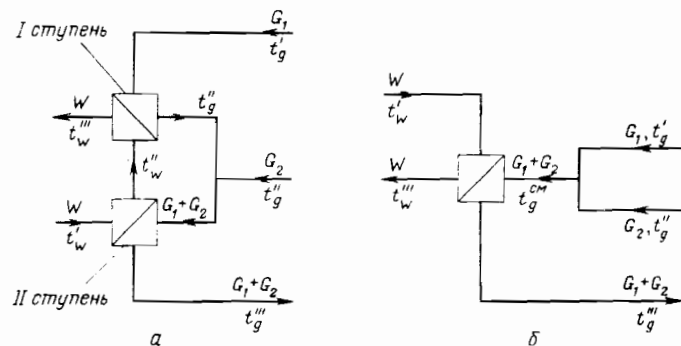


Рис. 2.7. Схема теплоутилизатора:
а — двухступенчатая; б — одноступенчатая

ратурой охлаждения высокотемпературного потока газов до температуры второго потока газов. Такая схема теплоутилизационной установки имеет преимущества перед установкой, в которой использован только один теплообменник, куда поступает смесь двух потоков уходящих газов (рис. 2.7, б). Ниже приведен сравнительный расчет этих установок.

Исходные данные. Расход нагреваемой воды $W = 1000$ кг/с; температуры нагреваемой воды: $t'_{w'} = 70^\circ\text{C}$, $t''_{w'} = 130^\circ\text{C}$; расходы уходящих газов $G_1 = G_2 = 1670$ кг/с; температуры газов: $t'_{g'} = 200^\circ\text{C}$, $t''_{g'} = 150^\circ\text{C}$, $t'_{g''} = 100^\circ\text{C}$; коэффициент теплопередачи $K = 1000$ Вт/(м²·К).

Для двухступенчатой установки принимаем, что уходящие газы охлаждаются в ступени I до 150°C и температура воды на входе в эту ступень $t'_{w'}$ равна 110°C . Тогда средние логарифмические температурные напоры в ступенях составят:

$$\Delta t_1 = \frac{(200 - 130) - (150 - 110)}{\ln \frac{200 - 130}{150 - 110}} = 53,6^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = \frac{(150 - 110) - (100 - 70)}{\ln \frac{150 - 110}{100 - 70}} = 34,76^\circ\text{C}.$$

Площади поверхностей нагрева будут равны

$$F_1 = \frac{4190 \cdot 1000 (130 - 110)}{1000 \cdot 53,6} = 1563,4 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{4190 \cdot 1000 (110 - 70)}{1000 \cdot 34,76} = 4821,6 \text{ м}^2.$$

Суммарная поверхность нагрева $F_c = 6385 \text{ м}^2$.

Для одноступенчатой установки температура смеси газов на входе в установку равна $t_{g'}^{cm} = (200 + 150)/2 = 175^\circ\text{C}$; средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{(175 - 130) - (100 - 70)}{\ln \frac{175 - 130}{100 - 70}} = 39,95^\circ\text{C};$$

поверхность нагрева

$$F = \frac{4190 \cdot 1000 (130 - 70)}{1000 \cdot 39,95} = 6803 \text{ м}^2.$$

Таким образом, суммарная поверхность нагрева двухступенчатой установки на 6,5% ниже требуемой поверхности нагрева одноступенчатой установки.

Эффективность использования физической эксергии продуктов сгорания зависит в первую очередь от количества подсосываемого воздуха. Расход продуктов сгорания в значительной степени определяется видом сжигаемого топлива и избытком воздуха в продуктах сгорания. Воздух, подведенный для сжига-

я топлива в избытке, является балластом, снижает температуру сгорания и увеличивает количество продуктов сгорания. Своего внимания заслуживает неорганизованный присос воздуха в газоходах. Необратимость этого процесса является причиной уменьшения эксергии продуктов сгорания, вследствие чего уменьшается количество использованной эксергии. Кроме того, при неорганизованном попадании воздуха возрастает аэродинамическое сопротивление газоходов [17].

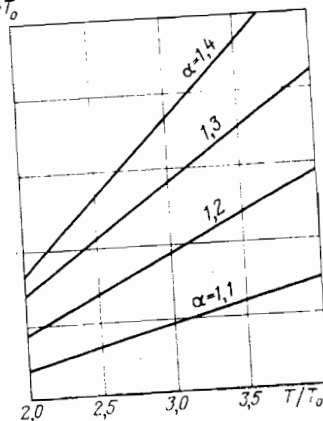
Потери эксергии от присосов воздуха можно рассчитать по формуле (2.19) с учетом того, что температура воздуха равна температуре окружающей среды, а коэффициент смешения воздуха определяется величиной коэффициента избытка K фактически в продуктах сгорания ($K \approx 1/\alpha$). Потери эксергии в этом случае тем выше, чем выше температура продуктов сгорания T и коэффициент избытка воздуха (рис. 2.8).

Практически неорганизованный присос воздуха в газоходы вызывает всегда снижение температуры продуктов сгорания и, следовательно, снижение температурного напора и тепловой мощности теплоутилизатора, установленного на тракте продуктов сгорания.

Изучение процессов передачи теплоты от одного тела другому является одной из основных задач теплотехники. В соответствии со вторым законом термодинамики, теплообменник, работающий при меньшей разности температур между обменивающимися средами, имеет больший к.п.д., т.е. затраты на получение определенного термодинамического полезного эффекта тем меньше, чем меньше необратимость. Однако с уменьшением разности температур увеличивается требуемая поверхность теплообмена, а соответственно и стоимость установки.

В работе [18] дан анализ работы противоточного теплообменника. В качестве теплоносителей приняты идеальные газы, водяные эквиваленты обоих теплоносителей одинаковы, тепловые потери в окружающую среду пренебрежимо малы.

Рис. 2.8. Потери эксергии продуктов сгорания в результате подсоса воздуха



лы. Средние термодинамические температуры для каждого из теплоносителей равны:

$$\bar{T}_k = \frac{T_k^2 - T_k^1}{\ln(T_k^2/T_k^1)}; \quad \bar{T}_r = \frac{T_r^1 - T_r^2}{\ln(T_r^1/T_r^2)},$$

где индексы 1,2 относятся к параметрам теплоносителя соответственно на входе в теплообменник и выходе из него, а изменения эксергии теплоносителей составят:

$$\Delta e_k = e_k^2 - e_k^1 = \int_1^2 \frac{T_k - T_0}{T_0} dq = -\frac{\bar{T}_k - T_0}{T_0} dq; \quad (2.22)$$

$$\Delta e_r = e_r^1 - e_r^2 = \int_2^1 \frac{T_r - T_0}{T_0} dq = -\frac{\bar{T}_r - T_0}{T_0} dq. \quad (2.23)$$

Эксергетический к.п.д. теплообменника, отражающий полезный эффект от нагрева холодного теплоносителя, равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\Delta e_k}{\nabla e_r} = \frac{1 - (1/\vartheta)}{1 - \frac{1}{\vartheta + \Delta\vartheta}}, \quad (2.24)$$

где $\vartheta = \bar{T}_k/T_0$ — безразмерная средняя температура холодного теплоносителя; $\Delta\vartheta = \Delta T/T_0$ — безразмерная разность температур между горячим и холодным теплоносителями.

Значения эксергетического к.п.д., найденные из выражения (2.24), представлены на рис. 2.9. Как видно из рисунка, при $\vartheta = 1$ независимо от значения $\Delta\vartheta$ к.п.д. равен 0, так как $T_k = T_0$.

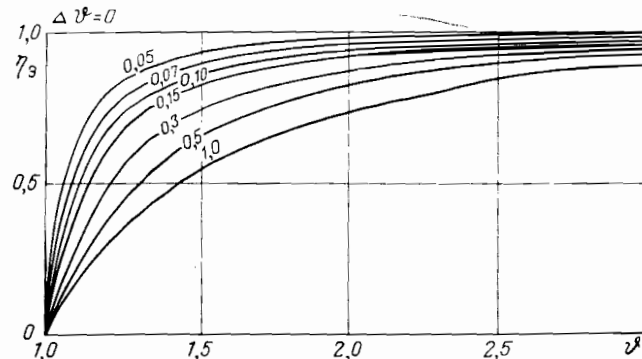


Рис. 2.9. Эксергетический к.п.д. теплообменника

т.е. эксергия холодного теплоносителя равна нулю и теплообменник тратит эксергию горячего теплоносителя бесполезно. При $\Delta\theta = 0$ процесс является полностью обратимым, и для всех значений θ величина $\eta_s = 1$.

Как показал эксергетический анализ процессов теплообмена, для повышения термодинамической эффективности теплообменника необходимо стремиться к снижению разности температур между обменивающимися средами. Такой принцип применен при разработке схем комплексного энерготехнологического использования газообразного топлива [19]. В схемах теплота продуктов сгорания природного газа используется при двух уровнях температур. Высокотемпературные продукты сгорания предлагается использовать в высокотемпературных технологических процессах, для генерации пара и т.д. Охлажденные продукты сгорания могут быть использованы в контактных экономайзерах и сушильных установках.

Анализ эффективности схем, выполненный в работе [19], дается только на основе первого закона термодинамики. При этом не раскрываются более глубокие зависимости, вытекающие из второго закона термодинамики, хотя предлагаемые схемы характеризуются высоким коэффициентом использования топлива только потому, что потери эксергии в них меньше, чем при одноступенчатом использовании ВЭР, как уже отмечалось, можно оценить лишь на основе второго закона термодинамики.

При составлении энергетического баланса теплообменной установки на основе лишь первого закона термодинамики температурные уровни теплоносителей не учитываются. Получается, что для нагрева воды, например, не имеет значения, при какой температуре используются продукты сгорания. В то же время при эксергетическом анализе эта разность температур учитывается. Если для получения воды с температурой 60°C (333 K) используются продукты сгорания с температурой 1200°C (1473 K), то приближенный эксергетический к.п.д. установки при температуре окружающей среды 0°C (273 K) будет равен

$$\frac{1 - 273/333}{1 - 273/1473} = \frac{0,18}{0,814} = 0,221.$$

Использование для этих целей продуктов сгорания с температурой 150°C (423 K) приведет к повышению эксергетического к.п.д. установки до

$$\frac{1 - 273/333}{1 - 273/423} = \frac{0,18}{0,355} = 0,507,$$

т.е. к.п.д. повысится в 2,3 раза.

Эксергетический анализ, даже приближенный, показал термодинамическую эффективность применения продуктов сгорания с температурой 150°C для нагрева воды до относительно невысокой температуры. Продукты сгорания с такой температурой в качестве источника ВЭР котлов имеются на предприятиях в большом количестве.

Термодинамический анализ сложных систем можно выполнять отдельно по элементам установки. В этом случае в качестве температуры окружающей среды целесообразно принимать наиболее низкую температуру в данном элементе установки. Так, при термодинамическом анализе системы из двух теплообменников, объединенных циркуляционным контуром промежуточного теплоносителя, за температуру окружающей среды нужно принимать начальную температуру нагреваемого теплоносителя. Такое допущение позволяет существенно упростить термодинамический анализ подобных установок.

Расход промежуточного теплоносителя определенным образом влияет на эффективность работы установки. В зависимости от конкретных условий существует оптимальный расход промежуточного теплоносителя, которому соответствует максимальная эффективность системы, т.е. максимальный нагрев холодного теплоносителя. Как показывают расчеты, эксергия потока промежуточного теплоносителя ($E_{пр} = G_{пр}e_{пр}$) в этом случае достигает максимального значения, что фактически соответствует достижению максимального потенциала промежуточного теплоносителя по отношению к потенциалу нагреваемого теплоносителя перед теплообменником. При одинаковых расходах греющего (G_r) и холодного (G_x) теплоносителей оптимальный расход промежуточного теплоносителя составляет $G_{пр} = (0,8 - 1,5) G_r$.

В промышленных системах теплоснабжения довольно часто применяют многоступенчатую схему передачи теплоты: продукты сгорания — пар — горячая вода — воздух. Каждое передаточное звено можно рассматривать как отдельный контур с циркулирующим в нем теплоносителем. В каждом из звеньев возникают потери эксергии от необратимости теплообмена; необходимы затраты энергии на прокачку теплоносителя и расход материалов на изготовление теплообменников. Иными словами, увеличение числа звеньев требует при прочих равных условиях повышения температуры первичного источни-

ка теплоты и соответственно его эксергии. С увеличением числа ступеней преобразования теплоты эффективность системы снижается, что при использовании ВЭР приводит особенно к большим затратам на создание теплообменных поверхностей, поскольку разность температур между обменивающимися средами невелика. Увеличение числа звеньев (ступеней) может быть оправдано лишь эксплуатационными требованиями.

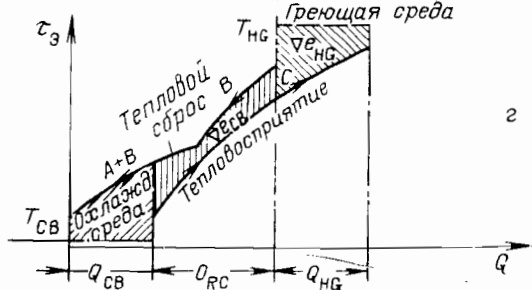
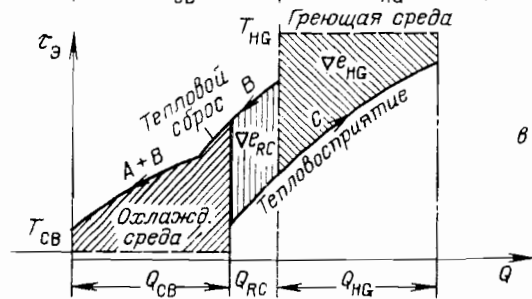
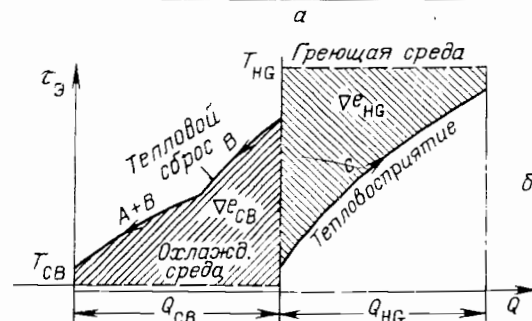
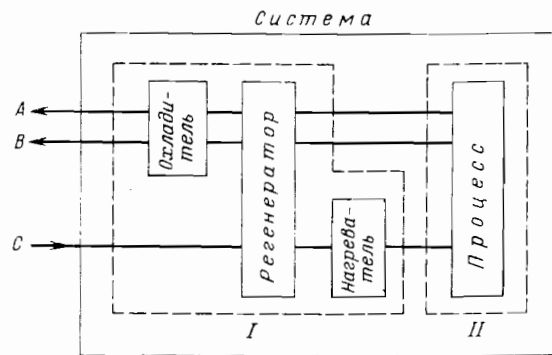
В работе [20] дается анализ работы технологической системы (рис. 2.10, а) на основе второго закона термодинамики. Система содержит две подсистемы: процесса и передачи теплоты. Вводимый в подсистему процесса исходный продукт С должен быть нагрет в подсистеме передачи теплоты, а выходящие из подсистемы процесса, который является источником теплоты, продукты А и В необходимо охладить в подсистеме передачи теплоты. Для проведения операций регенератора, охлаждения продуктов подсистема содержит регенератор, охладитель и нагреватель.

Анализ эффективности работы системы проводится с использованием оценочных диаграмм, по которым определяют разность между величиной эксергии, поступающей в подсистему передачи теплоты с потоком С, и величиной эксергии, с которой покидают эту подсистему потоки А и В. Анализируются три режима работы технологической системы. В первом режиме (рис. 2.10, б) в подсистеме передачи теплоты регенератор не используется. Во втором (рис. 2.10, в) и третьем (рис. 2.10, г) режимах регенератор используется. Поверхность теплообмена регенератора в третьем режиме принимается большей, чем во втором.

В первом режиме, как видно из оценочной диаграммы (рис. 2.10, б), подсистема передачи теплоты вообще не восстанавливает затраченную теплоту. Поток С воспринимает всю теплоту (Q_{HG}) от внешнего источника теплоты (греющая среда), а потоки А и В отдают всю теплоту (Q_{CB}) внешнему источнику холода (охлаждающая среда). Площади между линиями подвода и отвода теплоты в зонах тепловосприятости и теплового сброса определяют потери эксергии в каждой зоне, а общие потери эксергии будут равны

$$\nabla e = \nabla e_{CB} + \nabla e_{HG}$$

При включении регенератора повышается количество восстановленной теплоты (Q_{RC}), а подсистема передачи теплоты снижает потребление холода (Q_{CB}) и теплоты (Q_{HG}) от внешних источников. Общая сумма потерь энергии в подсистеме замет-



но снижается и становится равной

$$\nabla e = \nabla e_{CB} + \nabla e_{RC} + \nabla e_{NG},$$

где ∇e_{RC} — потери эксергии в регенераторе.

Снижение потерь эксергии достигается при режимах, сопровождающихся уменьшением площади между кривыми. Таким образом, оценочную диаграмму можно успешно использовать для определения потерь эксергии в технологической системе. Применение этой диаграммы для анализа и синтеза системы можно рассматривать как надежный технологический метод решения задач сохранения энергии.

Данные предшествующего анализа указывают обычно на узкое место в технологической системе. Усовершенствование технологической системы начинается с последовательного устранения недостатков, мешающих сохранить энергию. Это осуществляется при синтезе технологического процесса для определения различных конструктивных решений системы. Ряд узких мест в технологической системе последовательно выявляется в ходе термодинамического анализа по оценочным диаграммам τ , Q . Как показано на рис. 2.10, площадь, заключенную между двумя кривыми, можно уменьшить, сдвигая влево кривую эксергии теплоты для потока, поглощающего теплоту.

Кривые могут сдвигаться до появления точки соприкосновения. Поскольку в этой точке отсутствует разность температур, то требуемая поверхность теплообменника будет равна бесконечности. Точка соприкосновения, определяющая нулевую разность температур, свидетельствует о термодинамическом ограничении регенерации теплоты. Дальнейшая регенерация теплоты возможна при следующих изменениях параметров процесса, что отражается на диаграмме:

повышение температуры в левом сегменте выше точки соприкосновения — для кривой потоков A и B от источника теплоты;

снижение температуры в правом сегменте — для кривой потока C , воспринимающего теплоту.

На практике изменение температур достигается переводом объектов на другой рабочий режим с изменением температур потоков источника и потребителя теплоты. В отдельных случаях целесообразно рассмотреть вопрос о применении теплона-

сосной установки для передачи теплоты от потока с низкой температурой потоку с более высокой температурой.

Методология использования эксергетических показателей в технико-экономических расчетах еще до конца не разработана. Имеется несколько подходов к решению задач оптимизации теплоиспользующего оборудования с учетом необратимых потерь. Большинство задач оптимизации оборудования можно было бы решить обычными методами, если бы тарифы на теплоносители соответствовали их энергетической ценности, т.е. эксергии.

При расчетах оплаты за пар и горячую воду применяют преимущественно физические тарифы, величины которых в основном пропорциональны количеству теплоты, отдаваемой теплоносителем [8]. Такие тарифы основаны на общей предпосылке, указывающей, что качество теплоносителя можно оценить на основании энтальпии (поскольку отданная теплота равна уменьшению энтальпии).

Рационально составленные тарифы должны отвечать следующим критериям: стоимость теплоты, отдаваемой теплоносителем, должна быть тем меньше, чем больше температура этого теплоносителя приближается к температуре окружающей среды: при граничных условиях, когда температура теплоносителя практически равна температуре окружающей среды, стоимость теплоты должна уменьшаться до нуля.

В работе [8] для учета температуры окружающей среды предлагается устанавливать сезонные тарифы на тепловую энергию (летний и зимний). Кроме этого, тариф должен зависеть от плотности физической эксергии $R_B = e/\rho$, где ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3 . Более ценным является теплоноситель с повышенной плотностью эксергии, так как в единице объема при транспортировке он может передать большее количество эксергии.

Использование понятия эксергии дает возможность количественно и качественно описать степень необратимости процесса. Это имеет принципиальное значение для оценки технологического процесса и аппарата с учетом взаимодействия производственно-технологических, энергетических и конструктивных факторов. Однако следует учитывать, что степени необратимости являются характеристическими величинами, которые в технологических процессах определяют увеличение или уменьшение движущих сил (разностей парциальных давлений, температур, концентраций и химических потенциалов); в энергетических процессах — потери энергии, а в отношении конструкции — поверхности теплообмена. Эксергетический баланс

Рис. 2.10. Термодинамический анализ технологической системы:
а — схема технологической системы; б, в, г — оценочные диаграммы потоков вещества в подсистеме теплопередачи; 1 — система передачи теплоты; II — подсистема процесса

остоят из эксергии, затраченной при обратимом течении процесса, и суммы всех потерь эксергии.

Практические проработки показали, что потоки эксергии применимы в качестве основы для распределения затрат при энергетических и производственно-технологических сопряженных процессах, и, таким образом, эксергия может быть использована при оценке потоков вещества и энергии для единого подхода к корреляции производственно-технологических, энергетических и конструктивных факторов [21].

Метод расчета удельных затрат эксергии и получаемых удельных стоимостей эксергии использован для оценки носителей энергии на промышленной электростанции одного из химических комбинатов, которая предназначена для выработки электрической и тепловой энергии (пара) различных параметров и конденсата, используемых для производства химической продукции.

На рис. 2.11 представлена диаграмма уровней внутризаводских расчетных цен энергоносителей, найденных на основе энергетических показателей (область 1) и эксергетических (область 2). Изменение уровня внутризаводских цен носителей энергии способствует более эффективному использованию энергии (эксергии) первичного топлива. Новый способ определения внутризаводской цены на электроэнергию также соответствует фактическим затратам топлива на ее производство. При этом ценность электрической энергии примерно в пять раз выше ценности пара среднего давления.

В качестве следующего примера эксергетического анализа сопряженного процесса химического производства можно рассмотреть получение олефинов в процессе разделения газов [21]. Целевым продуктом является этилен, однако одновременно образуются сопряженные продукты, которые подлежат дальнейшей переработке.

В табл. 2.2 перечислены продукты с указанием соответ-

Рис. 2.11. Сравнение абсолютных уровней и внутризаводских расчетных цен для носителей энергии:
1 — эксергетическая оценка; 2 — эксергетическая оценка; а — конденсат; б — пар низкого давления; в — пар среднего давления; д — пар высокого давления

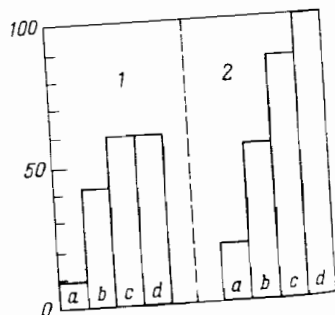


Таблица 2.2. Сравнение относительной ценности продуктов процесса разделения газов

Сопряженные продукты	Доля каждой фракции	Удельная эксергия, кДж/кг	Оценка, %	
			традиционная	эксергетическая
Остаточный газ	0,36	732	19	206
Этилен	0,32	356	100	100
Этан	0,13	340	15	95
Пропилен	0,10	214	59	60
Пропан	0,01	243	28	68
Фракция C ₄	0,05	243	68	68
Фракция C ₅	0,03	117	28	33
Всего	1,00			

ствующих значений эксергии. Оценки продуктов, полученные в соответствии с внутризаводскими расчетными ценами, сопоставлены с оценками, полученными по предлагаемому эксергетическому методу. Особенно заметны различия при оценке остаточного газа. Принятая обычно на практике оценка этого остаточного газа на основе теплоты сгорания не соответствует его фактической технологической ценности. Предложенный новый метод оценки позволяет стимулировать, например, исследовательские работы, а также поиск технологических решений для более рационального использования значительной доли содержащегося в остаточном газе водорода вместо использования этого газа в качестве топлива. Показатель эксергетической оценки остаточного газа примерно в 11 раз превышает показатель энергетический.

Вопрос о применении эксергии при решении экономических задач в области использования ВЭР более сложен, так как в данном случае отсутствует превращение тепловой энергии в механическую, которая может быть оценена. В последнее время наметился своеобразный путь решения таких задач [22], который позволяет обойти трудности, связанные с отсутствием корреляционных зависимостей между тарифом на тепловую энергию и ее эксергией. Для этого дополнительно к стоимостным критериям эффективности вводятся и натуральные показатели, в частности отношение полученной энергии к затраченной на создание и эксплуатацию энергообъекта (коэффициент энергии-нетто)

$$K_3 = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{стр}} + E_{\text{внеш}}}, \quad (2.25)$$

где $E_{\text{пол}}$ — энергия, полученная от установки за срок ее эксплуатации; $E_{\text{стр}}$ — затраты энергии на строительство энергообъекта и создание обо-

рудования; $E_{\text{внеш}}$ — затраты энергии от внешних источников на собственные нужды.

При расчете K_3 все затраты энергии приводятся к первичному топливу. В тех случаях, когда энергия имеет разное качество (электроэнергия и теплота различных параметров), сравнивать установки по величине K_3 нельзя. Поэтому выражение (2.25) целесообразно считать отношением полученной энергии к затраченной и называть показатель K_3 коэффициентом эксергии-нетто.

Объединив эксергетический к.п.д. с коэффициентом эксергии-нетто K_3 , можно получить к.п.д. по эксергии-нетто:

$$\eta_{\Sigma} = \left(\frac{1}{\eta_3} + \frac{1}{K_3} \right)^{-1} = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{подв}} + E_{\text{стр}} + E_{\text{внеш}}}, \quad (2.26)$$

где $E_{\text{подв}}$ — эксергия, подведенная с теплоносителем за срок службы установки.

Для расчета величины η_{Σ} должны быть известны кроме обычных технических и экономических параметров еще и затраты эксергии первичного топлива на доставленную потребителям единицу эксергии с горячей водой и электрической энергией и затраты эксергии (в пересчете на эксергию первичного топлива) на производство единицы массы оборудования.

На рис. 2.12 [22] показано развитие энергетического объекта во времени ($E_{\text{сн}}$ — затраты эксергии на собственные нужды). В момент времени $\tau = \tau_{\text{с}}$ началось строительство с затратой эксергии. В момент $\tau = 0$ объект был пущен и началось поступление к потребителю преобразованной эксергии $E_{\text{отв}}$. В момент $\tau = \tau_{\text{ок}}$ полученная эксергия скомпенсировала затраченную ра-

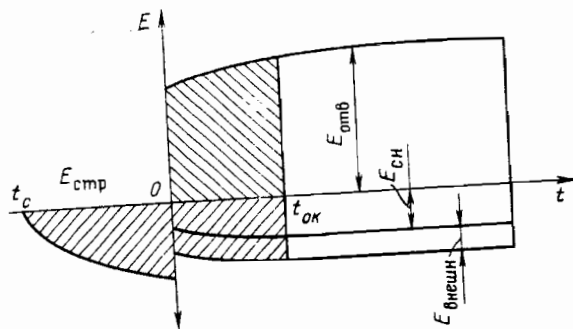


Рис. 2.12. Зависимость затрачиваемой и получаемой эксергии от времени при определении коэффициента эксергии-нетто

нее (срок эксергетической окупаемости). Величина к.п.д. по эксергии-нетто является весьма наглядным критерием эффективности работы того или иного энергетического объекта.

Термодинамический анализ позволяет дать одновременно эксергетическую и экономическую оценку степени необратимости энергетических и технологических процессов и на этой основе наметить направления их оптимизации.

Глава 3

ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ БАЛАНС ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Научно-обоснованный топливно-энергетический баланс (ТЭБ) промышленных предприятий и соответствующий системный анализ этого баланса позволяет выявить более значительные резервы экономии топливно-энергетических ресурсов (ТЭР), чем, например, те, что реализуются при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии на базе ТЭЦ.

Для иллюстрации существующего положения, не рассматривая технологической специфики предприятия и не определяя коэффициента полезного использования подведенных энергоносителей, можно привести следующие характерные показатели. На технологические процессы одного химического предприятия средней энергоемкости подводится в виде пара различных параметров 6,7 млн. ГДж/год тепловой энергии от внешних источников теплоснабжения. Одновременно от технологического оборудования только с технической водой отводится на градирни водооборотных систем 6,0 млн. ГДж/год теплоты. Кроме того, в технологических производствах эксплуатируется много воздушных холодильников.

Сопоставление двух приведенных показателей позволяет сделать вывод об огромных резервах повышения эффективности энергоиспользования на химических предприятиях. По оценкам фирмы Империял Кемикал Индастриз [23], только за счет разветвленной и глубокой рекуперации теплоты всех технологических потоков в пределах не отдельных установок, а предприятий в целом можно сократить энергопотребление по отдельным заводам до 60%. При этом не требуется ни изменять технологический процесс, ни затрачивать значительные средства на реконструкцию. Необходимо рационально увязать

между собой все технологические и энергетические потоки, установив дополнительные теплообменники — рекуператоры.

Но для разработки и внедрения в крупных масштабах подобных или иных энергосберегающих мероприятий необходимо, чтобы состав и форма ТЭБа химического предприятия позволяли установить фактическую качественную и количественную картины энергоиспользования и потерь на каждой стадии технологических производств и по вспомогательным общезаводским объектам.

3.1. Назначение и состав топливно-энергетического баланса

Топливо-энергетический баланс народного хозяйства в целом базируется на энергетических балансах отдельных предприятий и потребителей энергии. При современных масштабах энергопотребления и огромных затратах на развитие топливно-энергетического комплекса чрезвычайно возросла роль научной обоснованности потребностей в топливе и энергии всех без исключения потребителей.

Согласно ГОСТ 19431-74, термин «энергетический баланс» — это система показателей, характеризующих процесс преобразования энергии или снабжения ею потребителей и отражающих равенство подведенной энергии, с одной стороны, и суммы полезной энергии и потерь, — с другой. Но необходимо сразу подчеркнуть [24], что «основная задача разработки таких балансов заключается не в составлении обобщающих статистических сводок или в оценке прогнозов на будущее, что характерно для капиталистических стран, а в качественно новом подходе к планированию перспектив развития энергетики и топливной промышленности, органически увязанных с развитием всего народного хозяйства».

В настоящее время задачи разработки и анализа энергетических балансов промышленных предприятий формулируются следующим образом:

планирование энергоснабжения предприятия;

оценка фактического состояния энергоиспользования на предприятии, выявление причин возникновения и определения величин потерь энергоресурсов и энергоносителей;

выявление и оценка резервов экономии топлива и энергии и разработка плана мероприятий, направленных на снижение потерь энергоресурсов;

определение рациональных размеров энергопотребления в производственных процессах и установках;

совершенствование методики нормирования и разработка норм расхода топлива и энергии на производство продукции; определение требований к организации и совершенствованию системы учета и контроля расхода энергоресурсов и энергоносителей;

получение исходной информации для решения вопросов создания нового оборудования и совершенствования технологических процессов с целью снижения энергетических затрат, оптимизации структуры энергетического баланса предприятия путем выбора оптимальных направлений, способов и размеров использования подведенных и вторичных энергоресурсов, совершенствования внутрипроизводственного хозяйственного расчета и системы стимулирования экономии энергоресурсов.

Таким образом, когда первостепенное значение приобрела проблема интенсификации народного хозяйства и экономии всех ресурсов, акценты при определении назначения топливно-энергетических балансов сместились в направлении эффективности использования ТЭР и максимальной рационализации и оптимизации энергоиспользования каждого объекта, потребляющего какой-либо вид топлива и энергии. Поэтому состав и форма топливно-энергетических балансов промышленных предприятий должны прежде всего отвечать задачам повышения эффективности использования топлива и энергии.

Следует остановиться на особенностях химических производств, которые в значительной степени определяют форму ТЭБа, необходимую для анализа их энергопотребления.

Крупные современные химические производства характеризуются многостадийностью технологического процесса, использованием самых различных энергоносителей, чередованием нагревания и охлаждения технологических потоков, значительным количеством экзотермических процессов, сопровождающихся выделением теплоты, и производством одновременно нескольких конечных продуктов (полупродуктов). Для химических производств характерны неразрывная связь между процессами трансформации энергии и превращения вещества, а также перенос значительных количеств тепловой энергии технологическими потоками. Создать сложное химическое производство без разработки еще на стадии проектирования материального баланса невозможно. Этот баланс, как правило, отражает всю совокупность материальных компонентов, необходимых для осуществления процесса (функционирования объекта), — это количество и параметры основного и вспомогательного сырья, материалов, энергоносителей, основных и побочных продуктов, отходов и потерь. Но так как практически

все материальные компоненты любого технологического процесса (объекта) являются носителями энергии, материальный баланс можно рассматривать как самую общую и полную форму энергетического баланса.

Таким образом, для проведения максимально широкого и глубокого анализа эффективности использования ТЭР логически возникает необходимость перехода от раздельных энергетического и материального балансов к комплексному балансу, который с учетом функциональной направленности можно называть энерготехнологическим (ЭТБ).

При балансировании материальных потоков по их расходам, температурам и энтальпиям создается частная форма ЭТБ — теплотехнологический баланс (ТТБ), который представляет наибольший интерес, поскольку максимальные резервы экономии энергетических ресурсов находятся в области теплотребления.

Следует отметить, что форма составления энергетических балансов химических предприятий изолированно от материальных технологических балансов не может обеспечить выявление основных резервов экономии ТЭР.

Кроме того, задавшись целью составить ТЭБ действующего химического предприятия, отвечающий современным требованиям, следует учесть, что провести необходимые замеры по всем носителям энергии на всех стадиях технологических производств не представляется возможным. Одновременно нужно иметь в виду, что полную оценку эффективности использования первичного топлива можно дать на основе не энергетического, а эксергетического анализа химических производств. Поэтому, предлагая определенную последовательность разработки энергосберегающих мероприятий, состав и форму составления ТЭБа, а также метод его анализа, необходимо сформулировать следующие ограничения методологического характера:

1. С целью рационализации ТЭБа промышленного предприятия без изменения существующих технологий анализируется эффективность энергоиспользования только в аспекте первого закона термодинамики (закона сохранения энергии), не затрагивая термодинамической эффективности и способов получения промышленной продукции, а также принципов производства различных видов энергии.

2. В первую очередь рассматривается один из основных аспектов проблемы рационализации энергопотребления химических производств — использование низкопотенциальных (преимущественно отбросных) тепловых ресурсов при заданных основных технологических решениях; считается (в ряде случаев

с большими допущениями), что технический уровень этих решений отвечает современным требованиям.

3. Переход в дальнейшем к принципиально новым энергосберегающим технологиям потребует разработки модели энерготехнологических потоков и энергетических превращений для химической промышленности в целом и выполнения эксергетического анализа всех основных технологических процессов и способов получения конечной продукции.

Приняв эти исходные положения, можно весь процесс разработки и реализации любого энергосберегающего мероприятия разделить на ряд этапов, определив цели, суть и ограничительные условия по каждому этапу.

Первый этап. Сбор исходных данных, их систематизация для создания документации, отражающей фактическое состояние эффективности использования ТЭР. Выполнение аналитического теплотехнологического баланса (ТТБ) действующих и проектируемых химических производств. Наиболее наглядной и удобной для дальнейшего анализа формой такого баланса является балансовая теплотехнологическая схема (БТТС), выполняемая для характерных режимов эксплуатации.

Второй этап. Энергетический анализ БТТС с использованием некоторых приемов эксергетического метода, расчленение технологического процесса по уровням энергии, используемой на отдельных стадиях, и сопоставление энергетических уровней технологических потоков и энергоносителей по каждой стадии технологического процесса.

Третий этап. Эксергетический анализ технологического процесса.

Четвертый этап. Разработка мероприятий по рационализации ТТБ с технико-экономическими обоснованиями и их реализация.

Пятый этап. Разработка рекомендаций по перспективной оптимизации технологического процесса на основе эксергетического анализа.

Таким образом, составляя ТЭБ промышленного предприятия с целью его рационализации, в настоящее время необходимо располагать данными об эксергетической эффективности основных технологических процессов для планирования перехода в дальнейшем к принципиально новым ресурсосберегающим технологиям.

Поскольку исходным материалом для рационализации энергопотребления может быть не любая, а вполне определенная форма баланса, передающая необходимую информацию, следует остановиться на некоторых методологических аспектах

составления энергетических балансов. Эти вопросы рассмотрены, например, в работах [25, 26]. Однако ряд положений и терминология требуют в настоящее время некоторого уточнения в связи с более широкими задачами, которые должны поэтапно решаться на основе данных определенного вида баланса, и необходимостью создания нормативной базы для возможности обоснованного планирования экономики ТЭР.

Представляется целесообразным определить различия между проектным (нормализованным) балансом, отражающим расчетное проектное энергопотребление действующих технологических производств, и рационализированным, учитывающим внедрение конкретных энергосберегающих мероприятий. Необходим нормализованный баланс не только по отдельным видам энергоносителей, но и приведенный (обобщенный), когда все виды потребляемой энергии приведены к одному эквиваленту — условному топливу.

Детальнее следует определить сущность перспективного оптимального (на определенный расчетный период) баланса, который на основе энергетического анализа должен учитывать возможные реальные изменения принципов организации ряда технологических процессов.

В терминологии по видам балансов желательно принять во внимание общую трактовку таких понятий и терминов, как «норма», «рационализация», «оптимальный». Согласно [27], эти понятия и термины означают:

норма — установленный порядок, установленная мера, средняя величина какого-то параметра;

рационализация — введение более целесообразной организации какого-то процесса;

оптимальный — наилучший, наиболее соответствующий определенным условиям и задачам.

На основе этих определений с учетом поэтапной разработки и внедрения энергооберегающих мероприятий можно предложить следующую градацию энерготехнологических балансов промышленных предприятий в зависимости от их назначения.

Синтетический плановый — основа текущего планирования развития энергетической базы в увязке с промышленным производством.

Фактический — показывает фактическое состояние энергоиспользования предприятия.

Аналитический проектный (нормализованный) — отражает энергоиспользование при устранении необоснованных потерь, обусловленных низким уровнем эксплуатации, но с потерями.

предусмотренными проектной схемой и технологическим эксплуатационным регламентом.

Аналитический проектный приведенный (обобщенный) — проектный (нормализованный) баланс, в котором все виды потребляемой энергии и энергоносителей, подведенных от внешних по отношению к рассматриваемому объекту источников, приводятся к одному эквиваленту — первичному топливу в условных единицах с учетом его фактических затрат на получение энергоносителей в конкретном регионе.

Аналитический проектный рационализированный — рационализированный проектный баланс, разработанный с учетом ряда энергосберегающих мероприятий, не изменяющих принципиальных основ технологического процесса.

Аналитический оптимальный — перспективный баланс, построенный с учетом замены существующих технологических процессов принципиально новыми, энергосберегающими, основанными на научно-технических разработках последних лет, которые могут быть реализованы в течение определенного расчетного периода.

Уместно подчеркнуть, что кроме синтетического и фактического балансов все остальные виды балансов должны в значительной степени иметь расчетно-аналитический характер. Естественно, что в практической деятельности промышленных предприятий будут использоваться и балансы иных видов в зависимости от текущих требований и задач планирования, однако для анализа эффективности энергоиспользования в качестве исходной базы для всех предприятий следует принимать аналитический проектный (нормализованный) энерготехнологический баланс, составленный для наиболее характерных режимов эксплуатации.

Исходной позицией для составления такого баланса является объем производимого конечного продукта (полупродукта, выполненной работы). Используя данные НИИ, проектного материального баланса и испытаний отдельных агрегатов и установок, рассчитывают сбалансированные между собой расходы и параметры всех технологических и энергетических потоков производства, включая предусмотренные технологической схемой потери (потоки теплоты, отводимой в окружающую среду).

В этом случае энерготехнологический проектный баланс (ЭТПБ) становится тем уровнем отсчета, с которым сравнивается как фактическое, так и планируемое энергопотребление. Любые отклонения от ЭТПБ, обусловленные качеством исходного сырья и топлива, нерасчетными режимами загрузки обо-

рудования, отклонениями от расчетных параметров энергоносителей и другими причинами, должны быть обоснованы путем сравнения с показателями ЭТПБ. При таком подходе ЭТПБ для аналогичных производств различных предприятий будет практически одинаков, что обеспечивает в значительной степени сопоставимость показателей энергопотребления сравниваемых производств и исключает произвольное отнесение энергозатрат на тот или иной продукт.

3.2. Балансовая теплотехнологическая схема химического производства

Формам выполнения энергетических балансов промышленных предприятий уделяется довольно много внимания [25, 28, 29]. Все формы предусматривают составление различных таблиц, характеризующих энергопотребление рассматриваемого объекта по статьям расхода. Надо признать, что распространенные формы энергетических балансов не стали эффективным инструментом выявления фактических резервов экономии ТЭР на промышленных предприятиях. Энергетический баланс многостадийного химического производства, составленный по традиционной табличной форме, не дает необходимой информации для системного анализа эффективности использования ТЭР. Более того, отмечается [29], что до сих пор отсутствует единая методология составления и анализа различных энергетических балансов.

Исходя из основных задач ТЭБа промышленного предприятия, изложенных в разд. 3.1, и учитывая особенности химических производств, представляется целесообразным при составлении проектного энергетического, и в частности теплового баланса этих производств отойти от традиционной, чисто табличной формы, и перейти к графической форме, дополняемой таблицей и пояснительной запиской. При этом, как показал опыт, наибольшей информативностью для проведения анализа эффективности использования топлива и энергии обладает балансовая энерготехнологическая схема (БЭТС) и ее частная форма — балансовая теплотехнологическая схема (БТТС). БТТС одного из отделений производства винилхлорида приведена на рис. 3.1. На схему нанесены все технологические и энергетические потоки, температура которых изменяется в каком-либо узле схемы; каждому потоку присвоен порядковый номер.

В табл. 3.1 приведены наименования, расходы и параметры потоков, а также тепловые нагрузки для номинального (проектного) режима тех узлов схемы, в которых происходит какой-либо теплообмен.

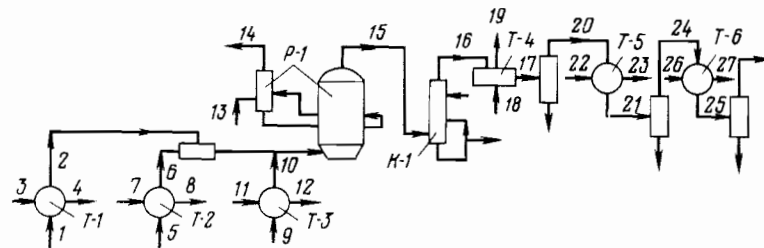


Рис. 3.1. Балансовая теплотехнологическая схема основных узлов стадии окислительного хлорирования этилена производства винилхлорида мощностью 120 тыс. т/год (арабские цифры — порядковые номера потоков; T-1 — T-3 — подогреватели; P-1 — реактор оксихлорирования; K-1 — колонна захлаживания; T-4 — воздушный теплообменник; T-5; T-6 — конденсаторы)

При практическом использовании схемы необходимо в таблице приводить ряд дополнительных данных по каждому потоку: физико-химический состав, агрегатное состояние, режимы, степень коррозионности и токсичности. БТТС химического производства является статической расчетной характеристикой рассматриваемого объекта. Ее анализ не выявляет внутренних потерь, связанных с необратимостью процессов, протекающих во всех узлах схемы (тепломассообмен при конечной разности температур и концентраций, гидравлические сопротивления, смешение потоков с различными температурами и концентрациями, несовершенство оборудования), но позволяет вскрыть внешние потери, обусловленные несоответствием как между процессом в целом и параметрами окружающей среды, так и между отдельными стадиями процесса и различными технологическими и энергетическими потоками. БТТС содержит информацию, дающую возможность оценить эффективность использования энергоресурсов во всех основных узлах технологического производства и наметить мероприятия по рационализации схемы. В частности, схема, представленная на рис. 3.1, позволяет:

в наглядной, доступной для любого работника форме, представить полную картину потребления топлива, теплоты, холода, воды; сравнить ее с фактическим положением;

получить представление о количестве и параметрах вторичных тепловых энергоресурсов, а также о расходе, температуре и прочих характеристиках потоков, с которыми теряется тепловая энергия;

Таблица 3.1. Показатели БТТС (к рис. 3.1)

Таблица 3.1. Показатели БТС (к рис. 3.1)

Порядковые номера потоков												
Показатели	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Поток	НС	НС	пар	кон-денсат	эти-лен	эти-лен	пар	кон-денсат	сжа-тый воз-дух	сжа-тый воз-дух	пар	кон-денсат
Расход, т/ч	11,6	11,6	0,56	0,56	4,3	4,3	0,56	0,56	19,6	19,6	1,2	1,2
Давление, МПа	0,5	0,5	1,2	1,2	0,5	0,5	1,2	1,2	0,5	0,5	1,2	1,2
Температура, °С	30	150	197	197	30	150	197	197	30	150	197	197
Индекс узла и тепловая мощность, кВт	$T = 1 - 300$ $T = 2 - 300$ $T = 3 - 665$											

Порядковые номера потоков															
Показатели	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Поток	кон-денсат	пар	реак-цион-ный газ	реак-цион-ный газ	реак-цион-ный газ	воз-дух	воз-дух	реак-цион-ный газ	реак-цион-ный газ	реак-цион-ный газ	вода	реак-цион-ный газ	реак-цион-ный газ	рас-сол	
Расход, т/ч	20,0	20,0	36,0	37,0	37,0	480,0	480,0	26,6	26,6	80,0	80,0	20,8	20,8	198,0	
Давление, МПа	1,6	1,2	0,3	0,3	0,3	0,0	0,0	0,3	0,3	0,3	0,25	0,3	0,3	0,25	
Температура, °С	100	191	230	105	60	25	50	60	40	25	35	40	10	-15	
Индекс узла и тепловая мощность, кВт	$P = 1 - 11700$ $T = 4 - 3510$ $T = 5 - 935$ $T = 6 - 585$														

по каждому узлу схемы сопоставить параметры технологических и энергетических потоков и сделать выводы, как о правильности выбора вида энергоносителей, так и их параметров; оценить возможное изменение энергетических потенциалов всех потоков и влияние этого изменения на технологический процесс;

рассчитать удельные нормы расхода ТЭР на единицу продукции и, приняв их за базу отсчета, определить новые прогрессивные нормы на основе намечаемой рационализации схемы;

определить возможности многоступенчатого использования теплоты;

выявить узлы, в которых могут использоваться низкопотенциальные тепловые ВЭР;

наметить мероприятия по рационализации схемы и выполнить рационализированный теплотехнологический баланс;

получить данные для эксергетического анализа технологического процесса.

БТТС по информационному содержанию как ни одна другая форма баланса обеспечивает возможность решения основных задач разработки и анализа балансов тепловой энергии химических производств, а в более общей форме (в виде БЭТС) — любого производства по всем видам энергии и топлива.

Особенно целесообразно выполнять БТТС для разработки мероприятий, основанных на рекуперации теплоты и утилизации низкопотенциальных тепловых ВЭР.

Вовлечение в топливно-энергетический баланс низкопотенциальных ВЭР до сих пор не получило широкого распространения, что в значительной степени объясняется глубоко укоренившимся представлением об ограниченных возможностях их использования. Трудности утилизации низкопотенциальных тепловых ВЭР объясняют [30] ограниченным кругом потребителей, которые могли бы использовать либо непосредственно ВЭР, либо теплоту, выработанную за счет низкопотенциальных ВЭР, исходя из температурного напора потоков и небольшой возможности их транспортировки на определенные расстояния.

Подчеркивается, что наиболее остро проблема использования низкопотенциальных ВЭР возникает в весенне-летний период года, когда значительно снижается теплотребление, поскольку отсутствует отопительная нагрузка и снижается коммунально-бытовая нагрузка. Далее отмечается, что теплота низкого потенциала (имеются в виду жидкости с температурой 90 °С и ниже и дымовые газы с температурой 250 °С и ниже) не

находит потребителей в пределах основных технологических линий. В работе [31] это объясняется трудностями согласования объемов и режимов потребления и производства тепловой энергии в суточном и особенно в сезонном разрезе.

Анализ выполненных БТТС ряда технологических производств методом «температурного соответствия», изложенным ниже в разд. 3.3, показал несостоятельность такого отношения к низкопотенциальным ВЭР. Оказалось, что во всех рассмотренных производствах исходные сырьевые и технологические потоки, как правило, поступающие в производство при температурах окружающей среды (для средней полосы от -30 до 25°C), подогреваются паром различных параметров до температур, необходимых для технологических процессов (чаще всего до $100-150^{\circ}\text{C}$). Предварительные проработки показали, что вполне обоснованно во всех случаях использовать низкопотенциальные ВЭР для первой ступени подогрева этих потоков.

На некоторых зарубежных крупных химических предприятиях создаются специальные централизованные утилизационные сети горячей воды, объединяющие все источники бросовой теплоты, в которых вода подогревается до $80-100^{\circ}\text{C}$, и потребителей этой теплоты, где вода, отдавая теплоту, охлаждается до 60°C [32]. Что касается увязки режимов выхода и потребления ВЭР, то эту проблему относительно просто решить, включив в утилизационную систему буферные подогреватели и охладители (см. рис. 1.3). Институтом «Гипрополимер» выполнены БТТС по нескольким химическим производствам. Рассмотрение БТТС основных узлов стадии окислительного хлорирования этилена производства винилхлорида мощностью 120 тыс. т/год (см. рис. 3.1 и табл. 3.1) позволило

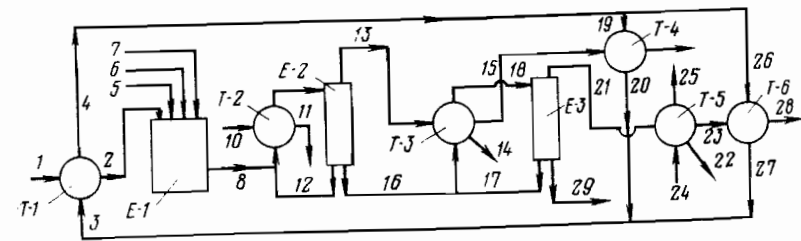


Рис. 3.2. Балансовая теплотехнологическая схема стадии приготовления суспензии сульфата аммония производства сульфата аммония мощностью 110 тыс. т/год (арабские цифры — порядковые номера потоков):

T-1 — испаритель аммиака; T-2, T-3 — подогреватели; T-4 — холодильник; T-5 — конденсатор; T-6 — холодильник; E-1 — приемная емкость; E-2, E-3 — выпарные аппараты

Таблица 3.2. Показатели БТТС (к рис. 3.2)

Поток	Порядковые номера потоков														Т
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Расход, т/ч	1,6	1,6	155,0	155,0	13,8	43,2	6,3	45,0	3170,0	10,9	109	3125,0	10,0	9,5	T = 3 6292
Давление, МПа	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,12	0,03	0,03	0,03	
Температура, °C	5	5	8	6	30	60	70	40	90	143	143	86	72	72	
Индекс узла, тепловая мощность, кВт	542								82						

Поток	Порядковые номера потоков														Т
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	
Расход, т/ч	0,5	35,0	3125,0	3160,0	77,5	77,5	10,0	9,5	0,5	572,0	572,0	77,5	77,5	0,5	T-5-6484
Давление, МПа	0,03	0,2	0,03	0,03	0,3	0,3	0,008	0,0	0,008	0,3	0,3	0,3	0,3	0,0	
Температура, °C	72	80	50	52	6	8	42	42	42	28	38	6	8	42	
Индекс узла, тепловая мощность, кВт															

Примечание: с/а — сульфат аммония.

сделать следующие весьма интересные выводы:

1) для подогрева технологических потоков (хлористого водорода 1, этилена 5, воздуха 9 от 30 до 70°C) можно использовать низкопотенциальную теплоту ($t = 80^\circ\text{C}$). В этом случае расход пара, получаемого от внешнего источника теплоснабжения, сокращается на 30%. В рассматриваемой схеме источником низкопотенциальной теплоты ($t = 80\text{--}90^\circ\text{C}$) может быть поток реакционного газа 16, охлаждаемый наружным воздухом 18 от 105 до 60°C. При этом должны быть выполнены следующие работы: газозвоздушный теплообменник T-4 заменен газозводяным; на потоках 1, 5 и 9 установлены дополнительные теплообменники, организован циркуляционный контур воды с расчетными температурами 80/50°C, связывающий вновь устанавливаемые теплообменники на потоках 1, 5 и 9 с теплообменником T-4;

2) в существующей схеме реакционный газ 24 охлаждается от 40 до 10°C рассолом 26 с температурой -15°C , получаемым от пароконденсационной холодильной установки. Тот же эффект охлаждения потока 24 можно обеспечить, используя холод ($+5^\circ\text{C}$), вырабатываемый на абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах, в которых первичным теплоносителем является горячая вода (90°C), нагретая отбросной теплотой охлаждаемого потока реакционного газа 16. При этом расход электроэнергии сокращается на 1,6 млн. кВт·ч/год.

По всем производствам, по которым выполнены БТТС, подобная форма теплотехнологического баланса позволила не только выявить ближайшие возможности экономии ТЭР, но и наметить пути осуществления в перспективе более глубокой рационализации технологических схем с одновременным повышением производительности по основному продукту, имея в виду, что последняя в значительной степени зависит от интенсивности отвода теплоты от охлаждаемого технологического оборудования. В этом отношении интересна БТТС весьма теплоемкого производства сульфата аммония (рис. 3.2 и табл. 3.2). Данные приводятся для производства мощностью 110 тыс. т/год. В узле T-2 смесь технологических потоков 8 и 12 подогревается паром до 82°C. Одновременно в узле T-5 большое количество теплоты при 38°C отводится в атмосферу с охлаждающей водой 25 водооборотных систем. Расчетная температура подводимой охлаждающей воды 28°C. Поверхность теплообменника T-2, выполненного из нержавеющей стали, выбрана, исходя из среднего расчетного температурного напора 9°C. Когда температура охлаждающей воды в летний период превышает 28°C или теплообменная поверхность загрязняется

в связи с низким качеством воды, мощность производства начинает снижаться.

Если в схеме применить тепловой насос в режиме теплохладоснабжения (компрессионного или абсорбционного типа) с нагревом горячей воды от 90 хотя бы до 100°C для использования в качестве теплоносителя в узле T-2 и одновременно в испарителе теплового насоса охлаждать воду от 20 до 15°C для ее использования в узле T-5, то не только значительно сократится расход теплоты, подводимой от внешнего источника, а существенно улучшатся все технико-экономические показатели производства сульфата аммония.

Приведенные примеры являются иллюстрацией эффективности применения метода «температурного соответствия», предусматривающего составление БТТС, при рационализации энергопотребления промышленных производств и выявлении возможностей широкого использования низкопотенциальных ВЭР.

В ближайшие годы реконструкция и техническое перевооружение станут обязательными условиями дальнейшего развития любого промышленного предприятия. Планируя реконструкцию существующего или создание нового производства, необходимо уже на стадии научных разработок в отраслевых НИИ выполнять БЭТС и БТТС и проводить их анализ. Далее эти материалы одновременно с программой возможной в перспективе рационализации схемы должны быть переданы проектной организации, выполняющей проект производства в целом с охватом всех необходимых общезаводских объектов и увязкой энергопотребления со схемой энергоснабжения конкретного района. На этой стадии должен выполняться БЭТС и БТТС и их анализ для всего проектируемого комплекса.

При этом целесообразно, чтобы работа над БЭТС любого технологического производства велась одновременно в отраслевом НИИ и проектной организации. Это позволит уже на начальных этапах создания нового производства рационально увязать его с остальными объектами предприятия на базе широкой рекуперации теплоты и использования ВЭР.

БЭТС с соответствующей пояснительной запиской должны входить в состав проектной документации, передаваемой предприятию, где в дальнейшем, по мере разработки и реализации энергосберегающих мероприятий, вносятся в схему соответствующие изменения. Подобная организация дела позволит всегда располагать информацией о нормализованном (на определенный отрезок времени) уровне энергопотребления и обоснованно планировать экономию ТЭР на базе дальнейшей ре-

конструкции производства. Естественно имеется в виду, что отклонения от аналитического проектного (нормализованного) баланса, вызванные определенными эксплуатационными причинами и условиями, должны устраняться независимо от каких-либо изменений в технологических схемах.

3.3. Анализ энергоиспользования технологических производств

Основную задачу анализа эффективности использования топлива и энергии в любом производстве можно сформулировать следующим образом: выявление резервов во всех звеньях по всем направлениям и определение путей рационализации и оптимизации энергопотребления, базирующихся на научно-технических достижениях и повышающих общие экономические показатели производства.

Анализ энергопотребления современного химического производства с большим числом стадий переработки, многочисленными различными сырьевыми и энергетическими потоками, а часто и с одновременным выпуском нескольких видов продукции, является очень сложной задачей. Для полного термодинамического анализа сложных систем, какими являются химические производства, используется эксергетический метод, оперирующий не только количеством энергии каждого потока, но и учитывающий ее качество, т.е. потенциальную работоспособность энергии потока относительно параметров окружающей среды. Как отмечено в работе [33], этот метод должен найти применение на трех уровнях организации химической промышленности:

разработка модели энергетических потоков и превращений для всей промышленности с целью выбора оптимальной структуры и долгосрочного планирования наиболее рациональных производств при заданном числе получаемых продуктов;

анализ конкретных предприятий и технологических производств для определения источников потерь и путей их снижения с целью создания оптимальных схем;

анализ и оптимизация технологического оборудования.

В ближайшие годы (период до 10 лет) значительная экономия топлива и энергии на химических предприятиях может быть достигнута в результате относительно простой рационализации действующих, строящихся и проектируемых производств без изменения принципов организации технологических процессов. Основой такой рационализации может быть системный анализ фактического энергопотребления. Надо от-

метить, что разработанной и апробированной методики анализа энергоиспользования крупных современных промышленных производств пока нет. Однако, располагая материалами аналитического (проектного) энерготехнологического баланса, при системном подходе к анализу можно выявить значительные резервы экономии ТЭР.

В связи с этим целесообразно остановиться на некоторых, довольно распространенных рекомендациях по анализу эффективности использования ТЭР. В практической деятельности промышленных предприятий и проектных организаций часто предлагается эффективность использования ТЭР оценивать, сравнивая показатели передовых предприятий (производств) определенного профиля. Этот путь вряд ли целесообразно использовать, поскольку отчетные данные даже передовых предприятий не отражают фактической эффективности использования ТЭР и не позволяют выявить возможные резервы экономии. А различия в отчетных данных об энергопотреблении аналогичных производств на нескольких предприятиях объясняются как несопоставимостью их общезаводского хозяйства, так и разным подходом к определению расходов ТЭР, относимых на выработку того или иного продукта.

Следует остановиться еще на одном подходе к анализу энергопотребления, делающем упор на к.п.д. энергопотребляющих агрегатов, с учетом того, что высокий к.п.д. отдельного агрегата (аппарата) в химическом производстве еще не всегда обеспечивает высокую степень эффективности использования ТЭР в той схеме, где он применен. Например, если энергетический к.п.д. теплообменника 98%, а используется теплообменник в схеме, где технологический поток нагревается от 10 до 25 °С паром, получаемым от ТЭЦ или котельной, то воспользовавшись эксергетическим температурным коэффициентом, получим, что ценность продуктов сгорания в топке котла выражается величиной 0,96, а нагреваемого конечного технологического потока 0,08. Поэтому замена энергопотребляющего оборудования, сопряженная часто с большими затратами, без рассмотрения технологической схемы, в которой оно используется, экономически не всегда целесообразна.

В этом отношении представляет интерес информация зарубежных химических фирм. Отмечается [23], что выбор оборудования для каждой стадии процесса ведется в значительной степени изолированно и только на последнем этапе проектирования все оборудование объединяется в единую технологическую схему. Такая организация проектирования позволила добиться высокой экономичности отдельных узлов без использо-

вания огромных возможностей рационализации энергопотребления при рассмотрении технологической схемы в целом.

Существует довольно распространенное мнение [26], что основой для составления энергетического баланса и анализа энергопотребления действующего предприятия должны быть результаты обследования его энергетического хозяйства, технологических и энергетических характеристик оборудования. При этом в большинстве случаев, когда говорят об обследовании предприятий, не затрагивают вопроса, каким образом можно организовать это обследование и какой достоверностью будут характеризоваться полученные данные. Обеспечить высокую эффективность анализа энергопотребления любого химического производства можно только при системном подходе к этой проблеме, начав работу с отдельных установок, отделений, стадий технологических процессов, переходя к цехам, производствам и предприятию в целом.

Следует учитывать, что изменение теплоносителей в технологическом процессе (например, замена пара горячей водой, холода — 5°C холодом 5°C , изменение параметров теплоносителей и т.д.) оказывает влияние не только на общую технологическую схему производства, но и на экономичность источника энергоснабжения, выбор теплогенерирующего оборудования и другие взаимосвязанные показатели всей энергетической системы.

Определяя эффективность использования ТЭР на каком-либо участке или предлагая энергосберегающее мероприятие, необходимо давать оценку с учетом конечного народнохозяйственного эффекта. В то же время отмечается [28], что при выборе направления использования ВЭР иногда ограничиваются сопоставлением энергетических затрат по тем или иным вариантам и не принимают во внимание потерь на предшествующих стадиях единого процесса производства — потребления энергии. Очень часто при оценке эффективности намечаемых мероприятий по экономии топлива и энергии исходят из анализа частных энергобалансов отдельных процессов и не учитывают, например, того, что при комбинированном производстве и использовании различных видов энергии (электрической и тепловой) мероприятие, дающее экономию на потерях или расходе того или иного вида энергии, в конечном итоге может привести не к экономии, а к перерасходу первичного энергоресурса (топлива).

Иллюстрацией изложенных соображений могут быть следующие примеры реализованных мероприятий, которые квалифицировались на предприятиях как энергосберегающие с боль-

шим экономическим эффектом. С целью сокращения расхода пара, используемого в многокорпусной выпарной установке, было предложено увеличить число корпусов и одновременно поднять давление пара, получаемого с ТЭЦ. При значительном эффекте на предприятии это привело к сокращению на ТЭЦ выработки электроэнергии на тепловом потреблении и, соответственно, перерасходу топлива, сопоставимому по стоимости с экономией, полученной на предприятии-потребителе пара.

Еще один, весьма характерный пример. Для нагрева наружного воздуха, поступающего в приточные камеры отопительно-вентиляционных систем технологических корпусов, до $25-30^{\circ}\text{C}$ часто используют пар с температурой $200-250^{\circ}\text{C}$, необходимый для технологического процесса. В этом случае, естественно, сокращаются затраты на тепловые сети, поскольку отпадает необходимость прокладки трубопроводов горячей воды. Но при этом иногда получается, что энергетические потери и в конечном итоге общие потери для народного хозяйства несоизмеримы с этой «видимой экономией» капитальных вложений. К этой же группе мероприятий можно отнести замену охлаждающего агента (воды воздухом) при охлаждении технологических потоков, имеющих температуру $100-200^{\circ}\text{C}$ (иногда и более высокую), с целью экономии воды. В этом случае не учитывается, что стоимость сэкономленной воды в несколько раз ниже стоимости теряемой теплоты, а в источнике теплоснабжения при производстве теплоты также тратится охлаждающая вода.

Таким образом, если к анализу энергоиспользования любого производства или к оценке эффективности намечаемого энергосберегающего мероприятия подходить без определенной системы, можно при частной (местной) экономии не получить никакого конечного народнохозяйственного эффекта.

Ниже рассмотрен метод анализа теплопотребления химического производства, условно названный методом «температурного соответствия», поскольку в его основу положен подбор взаимно теплообменивающихся пар потоков (технологических и энергетических) с наибольшим температурным соответствием, что позволяет повысить термодинамическую (эксергетическую) эффективность теплоиспользования. Этот метод предусматривает выполнение ряда последовательных этапов:

1) выполнение БТТС для наиболее характерных режимов эксплуатации рассматриваемого объекта (установки, отделения, цеха, производства). Примеры подобных схем приведены на рис. 3.1 и 3.2. БТТС является основным исходным материалом для выполнения анализа;

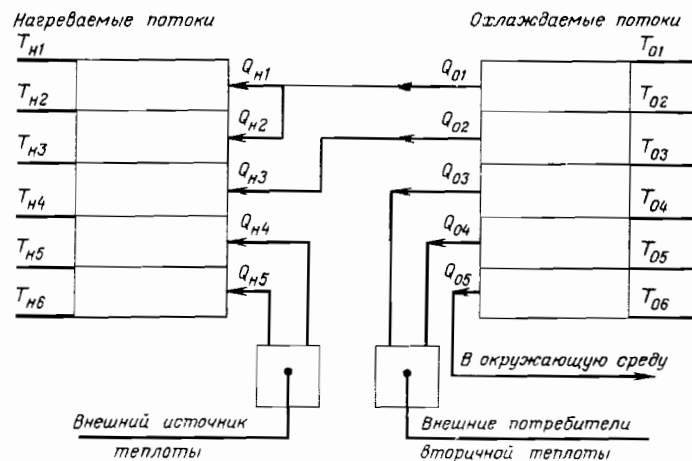


Рис. 3.3. Диаграмма нагреваемых и охлаждаемых потоков технологического производства:

$Q_{Н1} - Q_{Н5}$ — потоки теплоты, необходимой для нагревания; $Q_{О1} - Q_{О5}$ — потоки теплоты, отводимой по стадиям технологического процесса; $T_{Н1} - T_{Н6}$, $T_{О1} - T_{О6}$ — граничные температуры по стадиям нагревания и охлаждения технологических потоков

2) сопоставление уровней температур и энтальпий нагреваемых и охлаждаемых потоков. Составление диаграммы нагреваемых и охлаждаемых потоков (рис. 3.3). Может оказаться, например, как показано на рисунке, что количество теплоты охлаждаемого потока $Q_{О1}$ достаточно для нагревания какого-либо потока частично в интервале $T_{Н1} - T_{Н2}$, частично в интервале $T_{Н2} - T_{Н3}$, а теплота $Q_{О2}$ может обеспечить полностью нагрев другого потока в интервале $T_{Н3} - T_{Н4}$ и т.д.;

3) принимая во внимание, что для обеспечения теплообмена необходимо располагать минимально допустимым (экономически обоснованным) температурным перепадом между охлаждаемым и нагреваемым потоками, а также для сопоставления энтальпий обменивающихся сред, целесообразно построение графиков $T-i$ для выбранной пары потоков (рис. 3.4). Наиболее эффективно процесс рекуперации теплоты между обменивающимися средами протекает при равенстве их водяных эквивалентов (произведение расхода среды на ее удельную энтальпию).

Аналогичным образом можно построить интегральный график $T-i$ для всего технологического производства (рис. 3.5). При этом могут быть самые различные уровни температур нагреваемых и охлаждаемых потоков. Приведенный график по-

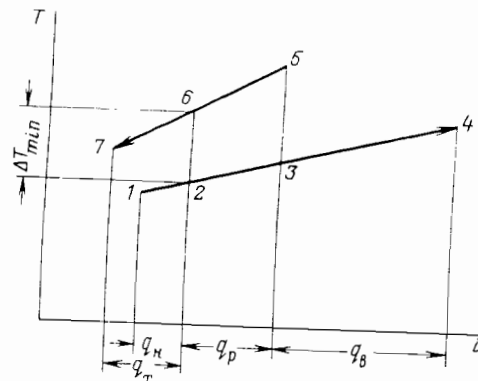


Рис. 3.4. График $T-i$ для одной пары охлаждаемого и нагреваемого потоков

1-2-3-4 — изменение параметров нагреваемого потока; 5-6-7 — изменение параметров охлаждаемого потока; q_n — удельное количество теплоты низкого потенциала, подведенной от внешнего источника; q_p — удельное количество теплоты, использованной для нагревания; $q_в$ — удельное количество теплоты высокого потенциала, подведенной от внешнего источника; q_x — удельное количество теплоты, отводимой от охлаждаемого потока и не использованной; ΔT_{min} — минимально допустимый температурный перепад между охлаждаемым и нагреваемым потоками

казывает, что при минимально допустимом температурном перепаде между нагреваемыми и охлаждаемыми потоками ΔT_{min} можно сократить удельный расход теплоты от внешнего источника на величину $q_p = q_{p1} + q_{p2}$ за счет рекуперации теплоты технологических потоков в пределах производства; на первой ступени подогрева потока в интервале 1-2 использована теплота низкого потенциала от внешнего источника; для подогрева потоков в интервале 4-6 использована теплота среднего потенциала и только в интервале 7-8 от внешнего источника подводится наиболее качественная теплота высокого потенциала.

При выборе из нескольких потоков определенной пары (охлаждаемого и нагреваемого потоков) для рекуперации теплоты необходимо учитывать эксплуатационные режимы, коррозионность сред, возможность и последствия нарушения плотности теплообменной поверхности, взаимное территориальное расположение потоков и т.д. В ряде случаев при $\Delta T < \Delta T_{min}$ целесообразно рассмотреть применение тепловых насосов, позволяющих использовать теплоту охлаждаемого потока для повышения потенциала нагреваемого потока;

4) оценка соответствия видов и параметров энергоносителей, подводимых от внешних источников, температурному интервалу нагрева и охлаждения технологических потоков с целью снижения потерь от необратимости процесса теплообмена (потерь эксергии). Выбор рациональных видов и параметров энергоносителей для каждой стадии производства с уче-

том максимальной рекуперации теплоты в пределах технологической схемы;

5) выбор оборудования для реализации намеченных мероприятий по рационализации БТТС, определение дополнительных капитальных вложений;

6) оценка общей энергоемкости рассматриваемого производства до и после рационализации с проведением вариантных технико-экономических расчетов по оптимизации приведенных затрат, обосновывающих целесообразность рационализации и оптимизации энергопотребления.

Следует подчеркнуть, что максимальный эффект применения метода «температурного соответствия» может быть получен при рационализации энергопотребления не отдельных агрегатов и установок, а крупных технологических производств и предприятий в целом.

Опыт анализа технологических схем методом «температурного соответствия» показал возможность системного подхода к рационализации энергопотребления химических предприятий на основе следующих методологических принципов:

1) разделение задачи теплоснабжения любого объекта на две части: а) рекуперация теплоты внутри схемы и б) подвод недостающей теплоты соответствующих параметров от внеш-

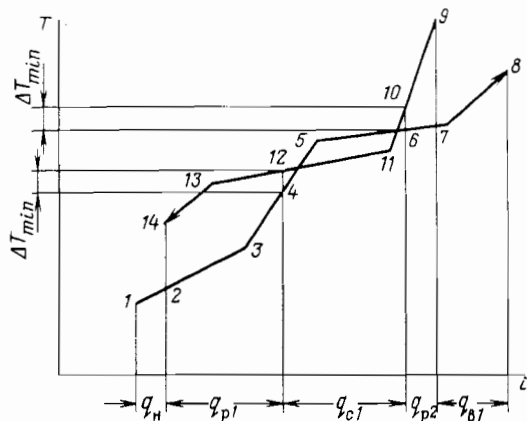


Рис. 3.5. Интегральный график $T-i$ для нескольких охлаждаемых и нагреваемых потоков:

1-2-3-4-5-6-7-8 — изменения параметров всех нагреваемых потоков; 9-10-11-12-13-14 — изменения параметров всех охлаждаемых потоков; q_H — удельное количество низкопотенциальной теплоты, подведенной от внешнего источника; q_{p1} ; q_{p2} — удельные количества теплоты охлаждаемых потоков, используемой для нагревания; q_{c1} ; q_{c2} — удельные количества теплоты среднего и высокого потенциала, подведенной от внешних источников; ΔT_{min} — минимально допустимый температурный перепад между охлаждаемыми и нагреваемыми потоками

него источника и одновременное выявление количества и параметров теплоты, отводимой из процесса для полезного использования внешними потребителями;

2) определение возможностей многоступенчатого использования теплоты, в том числе низкопотенциальной;

3) комплексное решение теплоснабжения химических предприятий на базе тепловых насосов и абсорбционных холодильных машин с широким использованием низкопотенциальных ВЭР;

4) дифференцированный подход к выбору энергоносителей и их параметров по каждому отделению технологического производства; при этом имеются в виду минимальные потери эксергии при теплообмене с целью экономии топлива в источнике теплоснабжения.

Необходимо остановиться на некоторых рекомендациях по оценке общей эффективности использования ТЭР на промышленных предприятиях.

В работе [26] такую оценку предлагается давать по величине полного энергетического к.п.д. предприятия (производства), определяемого по следующему выражению:

$$\eta_1 = \frac{\mathcal{E}_{пол} + \mathcal{E}_{доп}}{\mathcal{E}_{подв} + \mathcal{E}_{внутр}} \quad (3.1)$$

где $\mathcal{E}_{пол}$ — суммарное полезное использование энергии; $\mathcal{E}_{доп}$ — дополнительная энергия, выработанная внутри рассматриваемого объекта и отпускаемая на сторону; $\mathcal{E}_{подв}$ — суммарная подведенная энергия; $\mathcal{E}_{внутр}$ — суммарное поступление энергии за счет экзотермических реакций.

Предполагается, что величины $\mathcal{E}_{пол}$ и $\mathcal{E}_{внутр}$ определяются по теоретическим расчетам материального баланса технологических процессов.

В работе [25] рекомендуется для исследования энергетического баланса определять коэффициент полезного использования (к.п.и.) либо отдельных энергоносителей и всего энергетического хозяйства предприятия по данным расходной части баланса, либо к.п.и. подведенных энергетических ресурсов.

Поскольку на химических предприятиях — потребителях энергии — потери в процессах преобразования энергии и топлива в энергоприемниках относительно невелики, представляет интерес прежде всего определить к.п.д. подведенных энергетических ресурсов, который рекомендуется рассчитывать по выражению, аналогичному [25] ниже приведенному:

$$\eta = \frac{\sum_1^m \sum_1^n B_{mi} K_m \eta_{im}}{B} \quad (3.2)$$

где m — виды энергоносителей, поступающих на конечное потребление;

n – виды процессов, составляющих группу конечного потребления топлива и энергии, т.е. за исключением всех процессов их преобразования: B_{m_i} – годовой расход энергоносителя m в процессе n (в натуральном выражении); K_m – калорийный эквивалент энергоносителя m ; Π_{m_i} – к.п.д. процесса n на энергоносителе m , который определяется по результатам обследования или из расчета; B – суммарное количество потребленных энергетических ресурсов, подведенных к предприятию и приведенных к условному топливу.

В обоих методах предполагается рассчитывать по физико-химическим характеристикам всех компонентов полезную энергию процесса. Приходится к категории «полезной» относить и ряд потерь, вызванных реальными условиями осуществления процесса. Это вносит элемент условности и неоднозначности в конечный результат при определении полезной энергии различных технологических процессов.

Оба приведенных метода оценки эффективности использования ТЭР не нашли применения в практической деятельности промышленных предприятий, поскольку определить ряд показателей, используемых для определения к.п.д. или к.п.и., весьма затруднительно.

Представляется, что для химических предприятий более приемлемыми показателями эффективности подведенных ТЭР могут быть удельная приведенная энергоемкость производства промышленной продукции и коэффициент, характеризующий изменение этой энергоемкости за расчетный период. Удельная приведенная (обобщенная) энергоемкость $\mathcal{E}_{уд}$ – это расход всех видов топлива и энергии в основных и вспомогательных объектах технологического производства, относимый на производство единицы продукции, найденный на основе ЭТБ производства и выраженный в единицах условного топлива:

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{\sum \mathcal{E}_{пр}}{\Pi} \quad (3.3)$$

где $\mathcal{E}_{пр}$ – все виды энергии, подведенной к рассматриваемому объекту, приведенные к условному топливу; Π – выработанная промышленная продукция, т.

При выходе ВЭР энергоемкость определяется как

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{\sum \mathcal{E}_{пр} - \beta \mathcal{E}_{ВЭР пр}}{\Pi} \quad (3.4)$$

где $\mathcal{E}_{ВЭР пр}$ – объем ВЭР, отходящих от производства, т условного топлива; β – доля возможного использования ВЭР в конкретных условиях как источника, так и потребителя ВЭР.

Изменение удельной энергоемкости за расчетный период и сравнение ее с нормализованным показателем удобно представить в графической форме (рис. 3.6), показывающей, что

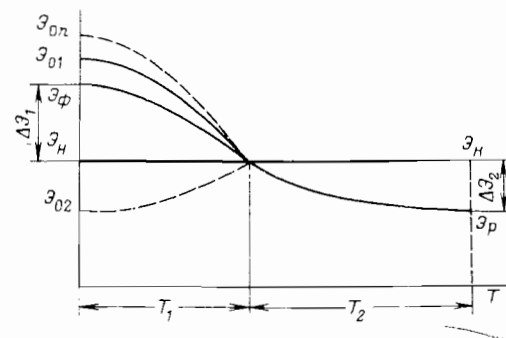


Рис. 3.6. Диаграмма изменения удельной приведенной энергоемкости конечного продукта за расчетный период:

$\mathcal{E}_н$; $\mathcal{E}_ф$; $\mathcal{E}_{01}$; $\mathcal{E}_{02}$; ...; $\mathcal{E}_{оп}$; $\mathcal{E}_р$ – удельные приведенные энергоемкости конечного продукта, соответственно: нормализованная, фактическая, отчетная первого, второго и n -го продукта, рационализированная; T – период времени; $\Delta \mathcal{E}_1$; $\Delta \mathcal{E}_2$ – изменение удельной энергоемкости

снижение энергоемкости за расчетный период может и должно осуществляться поэтапно с четким разделением на два периода.

В течение первого периода T_1 энергоемкость снижается на величину $\Delta \mathcal{E}_1$ до уровня нормализованной энергоемкости для данной конкретной промышленной продукции. Это снижение достигается устранением необоснованных потерь, обусловленных низким уровнем эксплуатации. В период T_1 должен составляться ЭТБ технологических производств и предприятия в целом, проводится их анализ, сравнивается фактическое, отчетное и нормализованное потребление. На этот период практически не требуется предусматривать капитальные вложения, поскольку повышение эффективности достигается в основном в результате реализации организационных мероприятий. Может оказаться, что по ряду продуктов отчетная энергоемкость (на диаграмме $\mathcal{E}_{02}$) будет ниже нормализованной (обоснованной аналитическим, расчетным балансом). Это значит, что затраты энергии, относимые на производство продукции (совершение работы), определены неверно. А в практике это возможно.

В период T_2 снижение энергоемкости может быть обеспечено рационализацией энергопотребления в технологических производствах и общезаводском хозяйстве. На этот период необходимо планировать капитальные вложения, поскольку требуется установка дополнительного оборудования, прокладка новых трубопроводов и т.д. Пользуясь показателем энергоемкости, энергетическую эффективность любого энергосберегающего мероприятия удобно определять коэффициентом рационализации энергоиспользования $K_{рз}$:

$$K_{рз} = \frac{\mathcal{E}_н - \mathcal{E}_р}{\mathcal{E}_н} \cdot 100\% \quad (3.5)$$

где E_n и E_p — приведенные энергоёмкости, рассчитанные по нормализованному и рационализированному ЭТБ.

Оценка общей энергоёмкости объекта предусматривает приведение всех видов потребляемой энергии к единому эквиваленту — условному топливу. В СССР в качестве универсальной единицы соизмерения различных видов ТЭР принята 1 т условного топлива, эквивалентная 29,3076 ГДж (7 Гкал). При расчетах по этому эквиваленту возможны два подхода. Первый — предусматривает пересчет по физическим эквивалентам: тепловая энергия — 1 ГДж эквивалентен 0,03426 т условного топлива ($1/29,3076$); электроэнергия — 1 кВт·ч эквивалентен 3,6 ГДж, что соответствует $0,12285 \cdot 10^{-3}$ т условного топлива (с достаточной степенью точности 0,123 кг условного топлива). Второй подход предполагает вести пересчет по удельным расходам топлива на производство определенного вида энергии. В этом случае общий эквивалент энергоёмкости, выраженный через условное топливо, зависит от эффективности производства энергии. В 1983 г. на отпуск 1 кВт·ч расходовалось в среднем 325 г условного топлива, на отпуск 4,19 ГДж (1 Гкал) теплоты — 178 кг условного топлива.

Для различных районов эти показатели могут существенно отличаться от приведенных средних величин. В расчетах и оценках, в зависимости от их назначения, необходимо пользоваться обоими методами пересчета. Одновременно следует отметить, что оба подхода к определению приведенной энергоёмкости по условному топливу не отражают фактической термодинамической ценности различных энергоносителей.

При сравнении вариантов строительства предприятия в различных районах или расчете экономии топлива в конкретном районе от внедрения энергосберегающего мероприятия следует пользоваться пересчетом по фактическим эквивалентам производства энергии, а при сравнении энергоёмкости различных методов производства какой-то продукции (без привязки к конкретному региону) — по физическому эквиваленту.

3.4. Нормы расхода теплоты на производство промышленной продукции при использовании низкопотенциальной теплоты

На химических предприятиях нормированием расхода теплоты охвачено 97,8% общего теплотребления. Однако качественный уровень нормирования пока невысокий, поскольку предприятия в основном пользуются отчетно-статистическим методом, не проводя анализа эффективности энергоис-

пользования, в связи с чем действующие нормы нельзя считать ни научно-обоснованными, ни прогрессивными. Глубоко укоренившаяся тенденция планирования экономии от достигнутого уровня, по-существу, стала тормозом в выявлении резервов.

На разных предприятиях при производстве одного и того же продукта одинаковым методом нормы расхода ТЭР иногда различаются в 1,5–2,0 раза. Объясняется это в основном отсутствием единой методики анализа энергоиспользования и определения норм и является следствием различного состояния общезаводского хозяйства, уровня эксплуатации, а также относительно произвольного разнесения энергетических затрат на тот или иной продукт.

Чтобы обоснованно планировать снижение норм расхода ТЭР, необходимо прежде всего установить какую-то базу отсчета, которая формировалась бы по единой методике для всех химических предприятий. Принимать за базу лучшие отчетные данные аналогичных отечественных или зарубежных производств, как это предлагается в ряде рекомендаций, в том числе Госстроя СССР, нет оснований. Например, на одном из предприятий с лучшими показателями по нормам расхода ТЭР на вырабатываемую продукцию в отделении пиролиза дихлорэтана производства винилхлорида теплота одного из основных технологических потоков, имеющего температуру 500–450 °С, отводится водой на градирни водооборотной системы, а чистые продукты сгорания природного газа после печи пиролиза дихлорэтана сбрасываются в атмосферу при 250–300 °С. Эти потери предусмотрены проектной технологической схемой, регламентом по эксплуатации и утвержденными нормами.

Вместе с тем, возможная годовая экономия при рационализации технологической схемы только этого отделения без каких-либо принципиальных ее изменений по одному производству составит: топлива 4 тыс. т условного топлива, тепловой энергии 800 тыс. ГДж, технической воды 12 млн. м³.

Анализ данных по другим производствам также показал, что отчетные минимальные нормы не отражают высокой степени эффективности использования ТЭР. Представляется, что для определения обоснованных (но не прогрессивных) норм базой может быть построенный нормализованный энерготехнологический баланс, построенный расчетно-аналитическим методом для каждого химического производства со всеми вспомогательными объектами. Это будет полностью соответствовать требованиям [34], в соответствии с которыми основным методом разработки норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии является расчетно-аналитический.

Приняв за исходную базу оценки уровня энергоиспользования проектный нормализованный энерготехнологический баланс, прежде всего определяют проектную нормализованную норму расхода топлива и энергии на производство конечного продукта, а также выявляют причины отклонения фактических норм от проектных. После этого планирование снижения удельных норм за счет реализации конкретных энергосберегающих мероприятий становится обоснованным. При этом для выявления народнохозяйственного эффекта необходимо кроме определения прогрессивных норм расхода по видам энергии и топлива определять и приведенную энергоемкость производства конечного продукта.

Как было показано в предыдущем разделе, системный анализ теплоснабжения технологических производств позволяет выявить возможности использования низкопотенциальной теплоты прежде всего в самих производствах для первой ступени подогрева сырьевых и технологических потоков, что повлечет за собой снижение удельных норм расхода теплоты, подводящей от внешних источников теплоснабжения.

В химической промышленности значительная доля технологических процессов осуществляется при температурах до 150 °С. При этом, как правило, потребляется пар давлением в источнике теплоснабжения до 1,6 МПа (температура насыщения 200,4 °С).

Например, в одном крупном промышленном узле, объединяющем в основном химические предприятия, доля технологических процессов, ведущихся при температурах до 150 °С, составляет более 70%. Если низкопотенциальные ВЭР с температурами 50–80 °С использовать на первой ступени подогрева сырьевых и технологических потоков от температур наружного воздуха (от –30 до 25 °С) до 30–60 °С, то это позволит сократить расход пара на эти цели до 40–50% и соответственно уменьшить нормы.

Другой, весьма обширной областью использования низкопотенциальных ВЭР, являются системы отопления, вентиляции, кондиционирования и горячего водоснабжения химических предприятий. По группе химических предприятий одного промышленного узла максимально-часовая потребность в теплоте, используемой в отопительно-вентиляционных системах для нагрева наружного воздуха до 25–40 °С, составляет 4,9 млн. ГДж за отопительный период, нагрузка систем хозяйственно-бытового горячего водоснабжения (вода с температурой 60–65 °С) этой же группы предприятий – 1,68 млн. ГДж в год. Одновременно только на водооборотные системы промышленных

предприятий отводится 33,6 млн. ГДж в год (теплая вода при 25–35 °С). При этом еще раз следует подчеркнуть, что температура охлаждаемых технологических потоков и оборудования значительно выше 35 °С. В гл. 5, 6 и 7 предлагаемой книги рассмотрены примеры технических решений, которые позволяют потребности предприятий в теплоте с температурой до 80 °С обеспечить утилизацией низкопотенциальных ВЭР.

Кроме того комплексное решение вопросов теплоснабжения промышленных предприятий позволяет частично освобождающиеся в теплый период года низкопотенциальные ВЭР весьма эффективно использовать для коренного улучшения технического водоснабжения предприятий. Внедрение при этом тепловых насосов, использующих низкопотенциальные ВЭР, позволит в несколько раз сократить расход свежей речной воды, поступающей на подпитку традиционных водооборотных систем с градирнями.

Таким образом, можно сделать следующий вывод: для определения обоснованных прогрессивных норм при вовлечении в топливно-энергетический баланс низкопотенциальной теплоты промышленных предприятий прежде всего необходимо выполнить системный анализ теплоснабжения технологических производств.

На основе анализа энерготехнологических балансов химических производств, позволяющего выявить возможности использования низкопотенциальной теплоты, можно пересмотреть не только действующие, но и перспективные нормы расхода теплоты на производство промышленной продукции. Внедрение технически обоснованных норм расхода топлива и энергии – одно из основных направлений энергосберегающей политики [35].

Основная задача нормирования – обеспечить применение при планировании и в производстве технически и экономически обоснованных прогрессивных норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии для осуществления режима экономии, рационального распределения и наиболее эффективного их использования [34]. Естественно, что прогрессивная, научно обоснованная норма расхода ТЭР предполагает ликвидацию не только видимых прямых потерь, обусловленных низким уровнем эксплуатации, но и тех, которые можно исключить, более рационально используя ТЭР на основе внедрения энергосберегающих мероприятий.

Основные направления энергосбережения, которые уже в настоящее время должны быть учтены при определении прогрессивных норм расхода теплоты для производства промышлен-

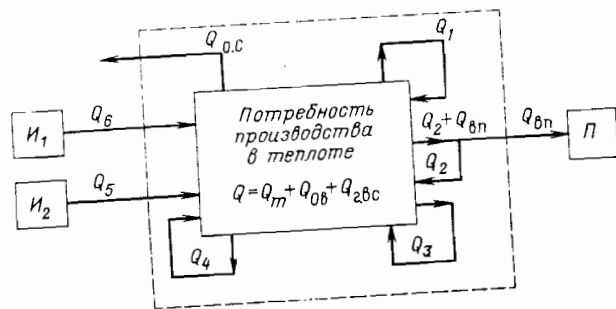


Рис. 3.7. Блок-схема обеспечения теплотой химического производства

ной продукции, следующие: максимальная рекуперация теплоты горячих технологических потоков и реакций химических процессов, использование ВЭР соседних производств, утилизация теплоты вентиляционных выбросов, применение тепловых насосов. Общую структурную картину обеспечения теплотой любого рассматриваемого производства, отражающую перечисленные выше требования по рационализации теплотребления, можно представить в виде блок-схемы (рис. 3.7).

Используя обозначения, приведенные на рис. 3.7, общую потребность производства в теплоте можно представить как

$$Q = Q_t + Q_{ov} + Q_{вс} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.6)$$

где Q_t , Q_{ov} , $Q_{вс}$ — три основных группы потребителей теплоты на химических предприятиях: технология, отопительно-вентиляционные системы и горячее водоснабжение; Q_1 — теплота химических реакций и горячих технологических потоков; Q_2 — теплота от утилизационных установок, входящих в состав рассматриваемого производства и вырабатывающих ее за счет использования ВЭР этого же производства; Q_3 — утилизируемая теплота вентиляционных выбросов; Q_4 — теплота, вырабатываемая теплонасосными установками, использующими низкопотенциальные ВЭР; Q_5 — теплота от утилизационных установок (источник $И_1$), не входящих в состав рассматриваемого производства; Q_6 — теплота от внешних централизованных источников теплоснабжения $И_2$.

Потребность Q_6 должна определяться после проработки технических решений по использованию теплоты ($Q_1 - Q_5$) от перечисленных выше источников. В тепловом балансе производства необходимо отражать теплоту ВЭР — $Q_{вп}$, выводимых из производства и пригодных для использования у потребителя П, расположенного за пределами производства, а также теплоту $Q_{ос}$, отводимую в окружающую среду на всех стадиях технологического процесса в основных и вспомогательных объектах рассматриваемого комплекса. Располагая

подобной блок-схемой обеспечения теплотой химического производства, можно вполне обоснованно определить прогрессивную удельную норму расхода теплоты. Общепроизводственная норма учитывает [34] расходы теплоты на основные и вспомогательные технологические процессы, на вспомогательные нужды производства (общепроизводственное, цеховое и заводское потребление теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение), а также технически неизбежные потери энергии при ее трансформации и транспортировке, относимые на производство данной продукции (работы).

В предлагаемой книге рассмотрены технические решения, позволяющие на основе системного анализа фактического теплотребления химических предприятий начать широкую утилизацию низкопотенциальных ВЭР в технологиях, системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Учитывая, что капитальные вложения для осуществления утилизации низкопотенциальных ВЭР относительно невелики, можно сделать вывод о вполне реальном снижении в ближайшие годы общепроизводственной нормы расхода теплоты на химических предприятиях примерно на 20%.

Глава 4

УТИЛИЗАТОРЫ НИЗКОПOTЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ

Одним из основных элементов утилизационных систем является теплообменное устройство, которое позволяет эффективно отбирать отбросную теплоту технологических и энергетических процессов. В зависимости от параметров отбросной теплоты и вида теплоносителя в утилизационной системе используют теплообменники различных типов. Наиболее широко применяют поверхностные теплообменники, в которых обменивающиеся среды разделены теплообменной поверхностью. К таким теплообменникам относятся, например, котлоагрегаты, в которых для утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания используют экономайзеры и воздухоподогреватели.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов широко применяют поверхностные утилизационные теплообменники для подогрева воздуха после компрессоров и нагрева воды для теплоснабжения теплиц. В системах теплоснабжения

начали применять эффективные и компактные пластинчатые теплообменники. В отдельных случаях находят применение регенеративные теплообменники, в которых обменивающиеся среды попеременно контактируют с теплообменной поверхностью. В таких теплообменниках невозможно достигнуть полного разделения обменивающихся сред, что ограничивает область их применения.

Все эти теплообменники подробно описаны в технической литературе. В данной главе основное внимание уделено относительно новым конструкциям теплообменников, которые весьма эффективны при утилизации низкопотенциальной отбросной теплоты.

4.1. Теплоутилизаторы с применением тепловых труб

Теплообменники на тепловых трубах и термосифонах получили значительное распространение лишь в последнее время. Эти теплообменники в отличие от традиционных регенеративных теплообменников позволяют осуществлять подвод и отвод теплоты из узлов, доступ к которым затруднен, придавать теплообменным поверхностям форму, наиболее эффективную для конкретных условий процесса, надежно разделять зоны обменивающихся сред, повышать эксплуатационные характеристики, поскольку очистка теплообменных поверхностей не представляет трудностей. В ряде конструкций предусмотрено автономности работы каждого элемента, что обеспечивает повышенную надежность работы теплообменника в агрессивных средах, так как выход из строя нескольких элементов практически не влияет на эффективность всего аппарата.

Обычная тепловая труба (рис. 4.1.а) представляет собой закрытую герметичную трубу или камеру самой разнообразной формы, внутренняя поверхность которой выложена капиллярной фазой (теплоносителем), а остальной объем трубы заполнен паровой фазой теплоносителя. Зона тепловой трубы, в которую подводится теплота, называется испарителем, а зона отвода теплоты — конденсатором. Теплота, поступающая от внешнего источника к испарителю тепловой трубы, вызывает испарение теплоносителя на этом участке трубы. Под воздействием возникающей при этом разности давлений пар направляется от испарителя к конденсатору, где он конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования внешнему нагреваемому потоку.

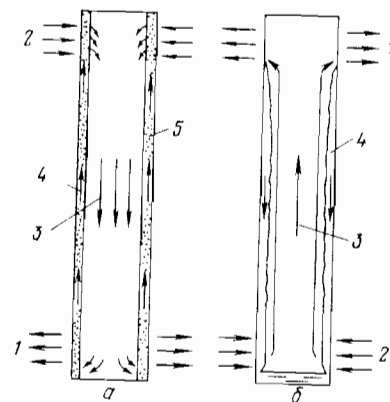


Рис. 4.1. Тепловая труба и термосифон:

а — тепловая труба; б — термосифон; 1 — отвод теплоты; 2 — подвод теплоты; 3 — пар; 4 — конденсат; 5 — фитиль.

В результате постоянного испарения количество жидкости в фитиле уменьшается, и поверхность раздела фаз жидкость—пар сдвигается внутрь его объема. При этом в фитиле возникает капиллярное давление, под воздействием которого жидкость из зоны конденсации возвращается в зону испарения.

Таким образом в тепловой трубе скрытая теплота парообразования непрерывно переносится от испарителя к конденсатору при постоянно смоченном фитиле.

Более простым устройством по сравнению с тепловой трубой является термосифон (рис. 4.1.б), который обычно представляет собой гладкую герметичную трубу, частично заполненную жидкостью (теплоносителем). При нагреве нижнего конца трубы жидкость испаряется и пар направляется к верхнему холодному концу трубы, где конденсируется. Конденсат под действием гравитационных сил стекает к нижнему концу трубы. Так как скрытая теплота парообразования вещества, заполняющего термосифон, как правило велика, значительное количество теплоты передается приемнику теплоты даже при очень малой разности температур между концами термосифона, что обеспечивает высокую эффективную теплопроводность. Иногда термосифон называют безфитильной тепловой трубой.

Для повышения эффективности процессов испарения и конденсации из внутренней полости тепловых труб и термосифонов откачивают воздух. В отличие от термосифона расположение испарителя в тепловой трубе не влияет на показатели ее работы, и труба может работать при любой ориентации в пространстве, так как возврат конденсата в испаритель происходит под воздействием капиллярных сил. В качестве теплоносителя в зависимости от рабочего интервала температур используют жидкие металлы, воду, метанол, фреон, азот и др.

Теплообменники с тепловыми трубами или с термосифонами обладают рядом преимуществ по сравнению с обычными

теплообменниками, особенно при передаче теплоты от газа к газу. Для этого случая теплообменник выполняют из ряда оребренных тепловых труб, установленных на раме и разделенных внешней перегородкой на два канала; перегородка расположена перпендикулярно оси труб. Плотность оребрения тепловых труб может быть разной в каждом из каналов и определяется оптимальными условиями передачи теплоты.

Преимущества такого теплообменника заключаются в следующем:

- отсутствие подвижных элементов, исключение внешнего источника энергии для перекачки промежуточного теплоносителя; каждая тепловая труба является автономным теплопередающим элементом;

- большая площадь теплообменной поверхности в единице объема;

- разгерметизация нескольких тепловых труб не приводит к прямому контакту обменивающихся сред;

- простота обслуживания, легкий доступ к теплообменным поверхностям со стороны каждого из потоков, что существенно упрощает процесс очистки теплообменника;

- возможность рекуперации теплоты при малых разностях температур, что обеспечивает эффективность использования теплообменника;

- возможность работы в потоках с высокой влажностью; при охлаждении потока влажного газа ниже температуры точки росы конденсат стекает в расположенные внизу дренажные каналы, при этом характеристики устройства не ухудшаются и, более того, с поверхности теплообмена смывается пыль;

- реверсивность: в системах кондиционирования воздуха теплообменники могут как охлаждать, так и нагревать приточный воздух в зависимости от периода года.

Теплообменники из тепловых труб можно использовать в генераторах абсорбционных теплонасосных и холодильных установок для подвода теплоты от потока горячих отходящих газов (рис. 4.2). Применение такого теплообменника позволяет интенсифицировать процесс отвода теплоты от газового потока путем оребрения тепловых труб.

При неравномерном подводе или отводе теплоты теплообменник из тепловых труб можно совместить с аккумулятором теплоты (рис. 4.3). В этом случае аккумулирующий материал периодически или нагревается, или охлаждается. В отдельных случаях можно использовать скрытую теплоту плавления или конденсации аккумулирующего вещества.

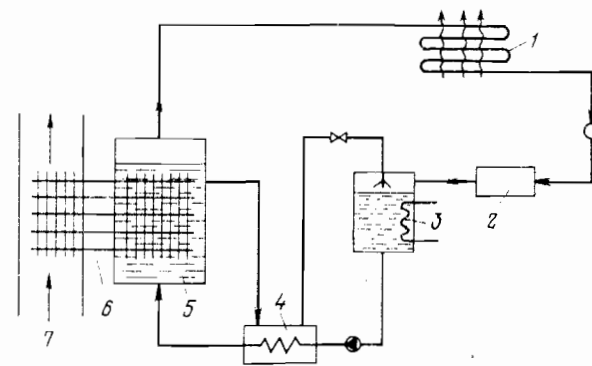


Рис. 4.2. Абсорбционная теплонасосная установка с теплообменником из тепловых труб:

1 - конденсатор; 2 - испаритель; 3 - абсорбер; 4 - теплообменник; 5 - генератор; 6 - теплообменник из тепловых труб; 7 - отработанные горячие газы.

Следует отметить, что несмотря на эффективность и перечисленные выше преимущества тепловые трубы находят пока ограниченное применение в промышленной энергетике. Это связано в определенной мере со сложностью изготовления и установки фитиля тепловых труб.

Более широкое применение находят теплообменники из безфитильных тепловых труб - термосифонов, в которых зона испарения обязательно должна находиться ниже зоны конденсации. Угол наклона термосифонов должен быть не менее 5° .

В работе [36] приводятся данные исследований регенеративного теплообменника на термосифонах для систем вентиляции. В таких теплообменниках лимитирующим критерием является величина теплообмена между наружной поверхностью термосифонов и воздушным потоком. Поэтому опытные образцы теплообменников были изготовлены с оребрением наружной поверхности из медных труб длиной 500 мм. Длина зоны испарения составляет 330 мм, зоны конденсации 165 мм. Трубки заряжались фреоном R-11 на 30-33% объема.

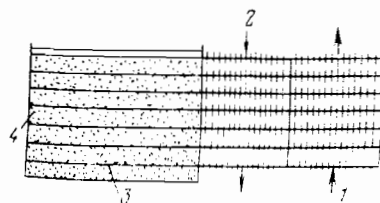


Рис. 4.3. Теплообменник из тепловых труб с аккумулятором теплоты:

1 - горячий поток; 2 - холодный поток; 3 - тепловые трубы; 4 - аккумулятор.

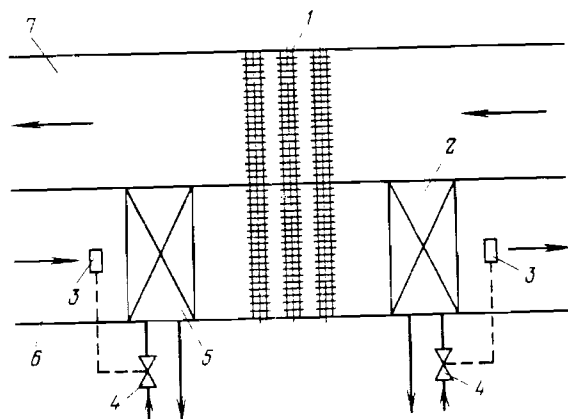


Рис. 4.4. Принципиальная схема воздухоприготовительного центра с использованием термосифонов:

1 — теплообменник из термосифонов; 2 — дополнительный воздушонагреватель; 3 — датчик температуры; 4 — регулирующий клапан; 5 — теплообменник предварительного подогрева воздуха; 6 — приточный воздуховод; 7 — вытяжной воздуховод

Схема воздухоприготовительного центра с использованием термосифонов приведена на рис. 4.4. Для защиты теплообменной поверхности термосифонов от наледи, возникающей в результате глубокого охлаждения вытяжного воздуха, наружный воздух предварительно подогревают или же предусматривают байпасный канал, по которому циркулирует приточный воздух.

Для использования теплоты уходящих запыленных газов стекловаренных печей в НИИСТе (г. Киев) разработан тепловой модуль из 36 термосифонов (рис. 4.5). Термосифоны изготовлены из труб $57 \times 3,5$ мм длиной 1600 мм, вваренных в трубную доску, которая служит разделительной стенкой между газовым потоком и нагреваемой водой.

Высота конденсационной части термосифонов 250 мм, габариты модуля в плане 800×800 мм. В качестве рабочей жидкости в термосифонах применяют обессоленную воду. При необходимости очистки теплообменных поверхностей со стороны газового потока можно модуль полностью извлечь из газохода. Поверхности можно очищать как механическим способом, так и химическим способом, обмывая их различными водными растворами. В случае установки модуля в надземном газоходе для обеспечения доступа к термосифонам на газоходе выполняется съемный люк. Модуль рассчитан на расход запыленных газов $10\,000\text{--}13\,000\text{ м}^3/\text{ч}$. В зависимости от расхода газового

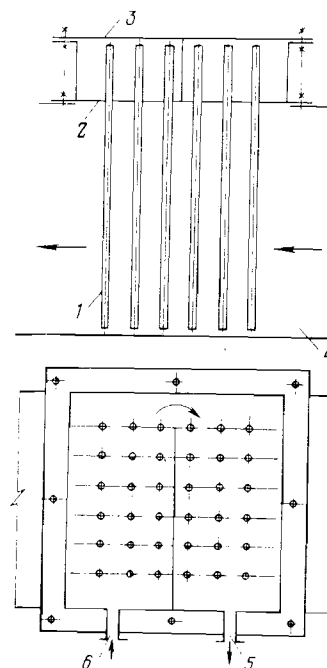


Рис. 4.5. Тепловой модуль из термосифонов:

1 — термосифон; 2 — трубная доска; 3 — крышка; 4 — газоход; 5 — патрубок для выхода воды; 6 — патрубок для входа воды

потока и степени его охлаждения модули можно устанавливать как параллельно, так и последовательно по газовому потоку. Тепловая мощность модуля при температуре газов $250\text{--}300^\circ\text{C}$ составляет $0,1\text{--}0,12\text{ МВт}$.

Теплообменники, составленные из термосифонов, обладают существенным преимуществом — позволяют поддерживать необходимую температуру поверхности теплообмена в зоне охлаждаемого газового потока, а это в свою очередь даст возможность поддержи-

вать температуру поверхностей теплообмена в зоне испарения выше температуры точки росы газового потока, что особенно важно при наличии в газе агрессивных составляющих. Так, в теплообменнике, работающем на уходящих продуктах сгорания жидкого топлива, измеряют температуру поверхности испарительной части одного из термосифонов, расположенного в последнем ряду по ходу продуктов сгорания. Если она приближается к температуре точки росы, то подается команда на снижение расхода воды, поступающей на охлаждение конденсаторов термосифонов*.

Для утилизации теплоты запыленных газов институтами газа и технической теплофизики АН УССР разработана конструкция взрывобезопасного термосифонного котла-утилизатора (ТКУ) [37]. Как показали эксплуатационные испытания, структура осадений на трубах — рыхлая, поэтому чистка тепловоспринимающих поверхностей металлическими скребками или водовоздушной струей не представляет особых затруднений. ТКУ предназначен для подогрева воды в системе водоснабжения. Монтаж ТКУ и извлечение котла из борова пе-

* Пат. 2088595, Великобритания МКИ³ F28D27/00.

чи осуществляют электролебедкой, закрепленной на кран-балке. Специальное устройство, заблокированное с подъемным механизмом, обеспечивает автоматическое подключение ТКУ к водопроводной сети и отключение от нее, поэтому для монтажа модуля котла и извлечения его требуется не более 2 мин.

Эффективность теплообменника на термосифонах в значительной степени зависит от правильного выбора соотношения поверхностей теплообмена испарителя $F_{\text{и}}$ и конденсатора $F_{\text{к}}$. Как показывает анализ, наибольшего значения эффективность теплообменника достигается при условии:

$$F_{\text{и}}/F_{\text{к}} = \sqrt{K_{\text{к}}/K_{\text{и}}}, \quad (4.1)$$

где $K_{\text{к}}$, $K_{\text{и}}$ — коэффициенты теплообмена между обменивающимися средами соответственно в зоне конденсатора и испарителя.

Из этого уравнения следует, что чем выше коэффициент теплообмена, тем меньше должна быть доля поверхности термосифона, омываемая данной рабочей средой.

В последнее время применяют термосифоны для охлаждения элементов печей вместо систем испарительного охлаждения и аппаратов с промежуточным контуром, в которых любое нарушение герметичности приводит к необходимости немедленного отключения всей установки. Охлаждение с применением промежуточного контура в виде большого числа автономных термосифонов в большинстве случаев исключает необходимость отключения всего энерготехнологического агрегата при локальных повреждениях отдельных труб.

От термосифонов теплота отводится за пределы рабочего пространства энерготехнологических агрегатов из внешнего контура, находящегося в более благоприятных условиях работы (невысокие температуры, отсутствие коррозионного воздействия агрессивных сред), что повышает надежность узла утилизации теплоты.

Большие возможности утилизации теплоты открываются при использовании термосифонных устройств в технологических вращающихся печах, которые широко применяют в различных отраслях промышленности (химической, строительных материалов и др.). Источником тепловых ВЭР является теплота излучения корпусов этих печей. Печи теряют в среднем в окружающую среду 5000–8000 Вт/м² теплоты. Известны системы, которые содержат теплообменные трубы, смонтированные на некотором расстоянии от вращающегося корпуса печи.

Корпус печи с теплообменными трубами, по которым про-

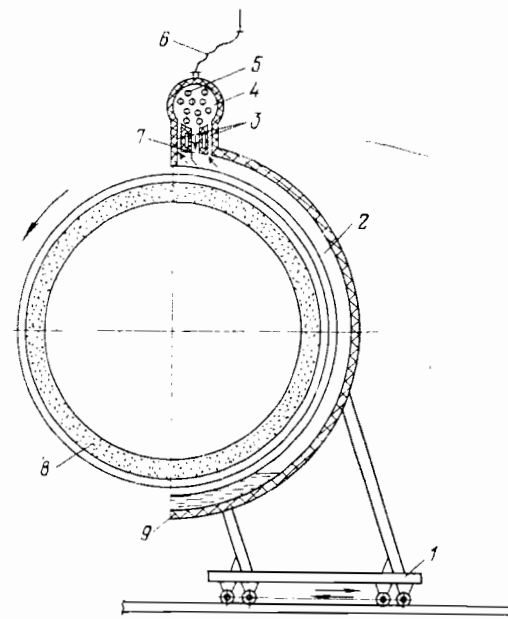


Рис. 4.6. Теплоутилизатор вращающейся печи:

1 — тележка; 2 — испаритель; 3 — паровой канал; 4 — конденсатор; 5 — теплообменные трубы; 6 — гибкий трубопровод; 7 — конденсатный канал; 8 — корпус печи; 9 — теплоизоляция

качивается теплоноситель, заключен в разъемный теплоизолирующий кожух, выполненный в виде поворотно-съемных створок (*). Однако в этой системе сложно организовать надежную циркуляцию теплоносителя, что объясняется значительной поверхностью корпуса вращающейся печи (скорость движения воды по теплообменным трубам должна быть не менее 0,8–1,0 м/с в соответствии с условиями защиты от интенсивного роста отложений). Кроме этого, при нарушении герметичности системы возникают серьезные повреждения корпуса печи и футеровки, что связано с резким их охлаждением.

Для эффективного использования теплоты излучения корпусов вращающихся печей в НИИСТе (г. Киев) разработан теплоутилизатор термосифонного типа** (рис. 4.6).

Теплоутилизатор установлен на подвижной тележке 1, а конденсатор 4 подключен к потребителям теплоты гибким

* А.с. 255824 СССР. Кл. 80с14 01; Б.И., 1969, № 33, с. 159.

** А.с. 1173144 СССР. Кл. F27D9/00; Б.И., 1985, № 30.

трубопроводом 6. При такой конструкции обеспечивается возможность визуального наблюдения за состоянием корпуса печи и проведения ремонтных работ. При работе вращающегося теплового излучения корпуса воспринимается испарителем: вода испаряется, и пар по каналам 3 поступает в межтрубное пространство конденсатора. Здесь пар конденсируется на трубах, и конденсат по каналу 7 возвращается самотеком в испаритель, где стекая по поверхности стенки, воспринимающей теплоту излучения, снова испаряется. В трубки конденсатора подводится нагреваемый теплоноситель.

В отдельных случаях испарители и конденсаторы являются автономными теплообменными устройствами, которые могут отстоять один от другого иногда на значительном расстоянии. Их соединяют трубопроводами, обеспечивающими возврат конденсата самотеком в испаритель и подачу пара в конденсатор.

Эксплуатация таких теплообменных систем осложнена необходимостью обеспечения герметичности трубопроводов большой протяженности. По эффективности подобные системы превосходят систему с двумя промежуточными теплообменниками, объединенными циркуляционным контуром промежуточного жидкого теплоносителя, но уступают обычному рекуперативному теплообменнику.

Подобные системы эффективны при необходимости организации отвода теплоты из различного рода химических аппаратов, особенно при наличии тепловых потоков высокой плотности. Высокая эффективность достигается увеличением поверхности теплообмена конденсаторов. Поэтому плотность теплового потока в зоне охлаждения можно уменьшить, рассредоточив его так, чтобы обеспечивалась возможность передачи устройством необходимого количества теплоты [38].

В зависимости от конструкции аппарата конденсатор может находиться как внутри герметичного корпуса (рис. 4.7, а, г) так и вне его (рис. 4.7, б, в, д). Пар и конденсат в зависимости от расположения конденсаторов и конфигурации герметичной камеры транспортируются либо по общему каналу (рис. 4.7, а), либо по отдельным каналам (рис. 4.7, б, в, г, д), причем отдельные каналы могут быть вынесены за пределы герметичного корпуса (рис. 4.7, б, в).

Охлаждающий теплоноситель проходит внутри трубок конденсатора (рис. 4.7, а, б, в, г). В некоторых случаях целесообразно, чтобы пар проходил внутри трубок конденсатора, а охлаждающий теплоноситель — через межтрубное пространство конденсации (рис. 4.7, в). При достаточно развитой поверхности конденсации

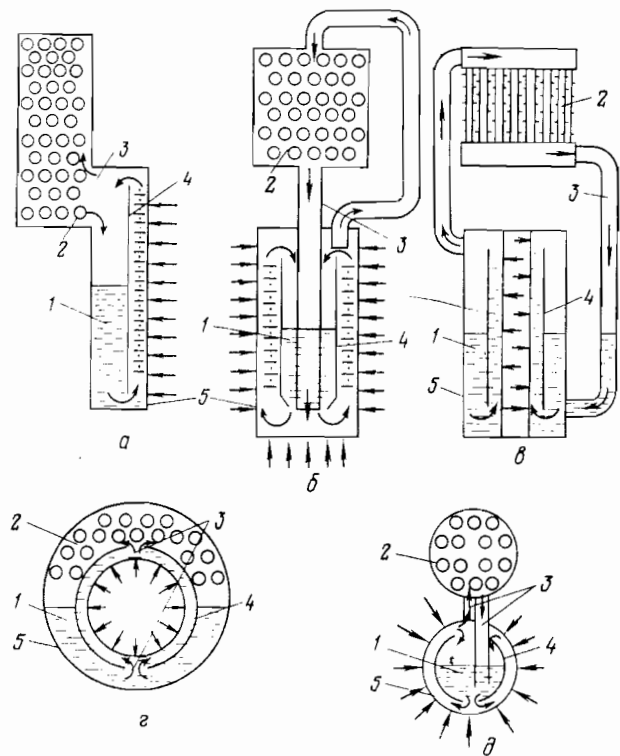


Рис. 4.7. Схемы термосифонных систем отвода теплоты (стрелками указаны зоны подвода теплоты и направления движения пара и конденсата):

а, б — охлаждение плоских или цилиндрических вертикальных поверхностей; в, д — охлаждение сферических или горизонтальных цилиндрических поверхностей; 1 — промежуточный теплоноситель; 2 — конденсатор; 3 — каналы для транспортировки пара и конденсата; 4 — вставки; 5 — герметичный корпус

и соответствующем ее оребрении тепловые потоки большой плотности можно отводить из зоны нагрева (рис. 4.7, в), используя естественную конвекцию, не прибегая к организации принудительной циркуляции охлаждающего газа.

Термосифонные теплообменники можно использовать и для утилизации теплоты вытяжного воздуха вентиляционных систем* (рис. 4.8).

Термосифонные системы отвода теплоты позволяют не только рассредоточить тепловой поток по большей площади,

* А.с. 1132140 СССР. Кл. F28D15/00; Б.И., 1984, № 48, с. 142.

но и сгладить возможные его пульсации, а также обеспечить благоприятные (равномерные по всей поверхности нагрева и конденсации) условия отвода и подвода теплоты.

При расчете термосифонов необходимо учитывать возможное скопление несконденсировавшегося газа (воздуха) в верхней части термосифона, что снижает эффективность теплоотдачи при конденсации. Поэтому поверхности теплообмена конденсаторов следует выбирать с запасом.

Наиболее целесообразно применять термосифоны тогда, когда отсутствуют протяженные трубопроводы и можно подводить к одному теплообменному комплексу, состоящему из автономных термосифонов, расположенных последовательно по ходу движения одного из теплоносителей. В этом случае можно организовать движение обменивающихся сред по противоточной схеме. При большом числе рядов автономных термосифонов по ходу движения теплоносителей эффективность такого теплообменника приближается к эффективности рекуперативного противоточного теплообменника. При этом выход из строя одного из термосифонов влечет за собой лишь незначительное снижение общей эффективности теплообменника. Если же применяется теплообменник, в котором вся поверхность теплообмена объединена по промежуточному теплоносителю в единую полость (см. рис. 4.8), то при нарушении герметизации этой полости выходит из строя вся теплообменная система.

Применение теплообменников из термосифонов, заполняемых водой, для утилизации теплоты в интервале температур горячего источника 150–300 °С требует принятия соответствующих мер безопасности.

Так при прекращении отвода теплоты от конденсатора температура в испарителе может при-

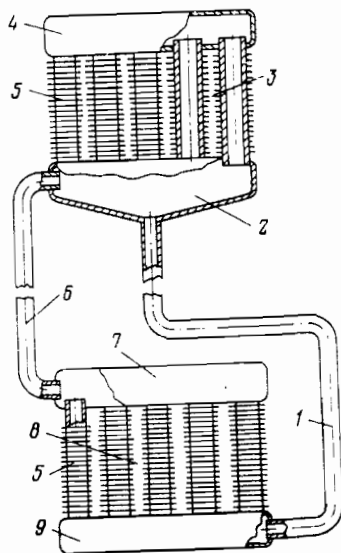


Рис. 4.8. Термосифонный теплообменник:

1—конденсатор; 2—коллектор; 3—зона конденсации; 4—паровая сборная камера; 5—оребренные трубы; 6—паропровод; 7—камера статического давления; 8—зона испарения; 9—конденсаторная сборная камера

близиться к температуре горячего источника, что приведет к значительному повышению давления насыщенных водяных паров в термосифоне. При температуре воды 200 °С это давление будет равно 1,55 МПа, а при 300 °С—8,59 МПа. При таких давлениях возможен разрыв термосифона.

В теплообменниках, охлаждаемых газовым потоком, должно быть предусмотрено аварийное прекращение подачи греющего теплоносителя. В случае охлаждения конденсаторов водой дополнительно должна быть предусмотрена емкость с водой, снабженная предохранительным клапаном, расположенным выше уровня конденсаторов. При аварийном нарушении подачи воды в конденсаторы вся теплота будет расходоваться на выпаривание воды, поступающей из емкости в конденсатор, а пар будет улетать через предохранительный клапан. Должна быть также предусмотрена аварийная сигнализация, сообщающая о повышении температуры в термосифонах выше допустимой.

Другим способом повышения надежности работы подобных теплообменников является аварийное охлаждение конденсаторов термосифонов. При этом поверхность конденсаторов выбирают со значительным запасом, а сами конденсаторы проходят через две полости, разделенные герметичной перегородкой. В обычном режиме конденсаторы охлаждаются рабочим теплоносителем, прокачиваемым через одну из полостей, а при аварийном прекращении подачи рабочего теплоносителя подадут вспомогательный поток во вторую полость.

Иногда в термосифонах можно использовать такой промежуточный теплоноситель, насыщенный пар которого при аварийном повышении температуры термосифона не будет создавать значительного избыточного давления.

4.2. Контактные и контактно-поверхностные теплоутилизаторы

Особенности контактного нагрева воды. Широкая газификация страны обуславливает использование более экономичных утилизационных теплообменников, разработанных с учетом преимуществ горячего газа перед другими видами топлива.

Весьма важной особенностью продуктов сгорания горючих газов подавляющего большинства месторождений СССР является отсутствие твердых частиц и соединений серы. Поэтому представляется возможным использовать для нагрева воды аппараты контактного типа, в которых теплота передается не через металлическую стенку, а при соприкосновении дымовых газов с водой.

Во всех конструкциях контактных теплообменников вода распределяется на мелкие капли, струйки или тонкие пленки, поэтому поверхность теплообмена в единице объема аппарата значительно больше, чем в поверхностных теплообменниках, а следовательно в контактных теплообменниках создаются благоприятные условия для глубокого охлаждения газов (до 20–40 °С) и почти полного использования их физической теплоты.

При охлаждении продуктов сгорания ниже температуры точки росы (50–60 °С) может быть использована скрытая теплота парообразования значительной части содержащихся в газах водяных паров. В различных видах топливопотребляющего оборудования эта теплота, достигающая 10–12% всей теплоты, выделяющейся при сжигании природного газа, выбрасывается в атмосферу и считается неизбежной потерей.

Для изучения характера взаимодействия между газами и водой необходимо располагать данными о влагосодержании X , температуре точки росы t_p и температуре адиабатного насыщения газов t_a .

Под влагосодержанием X газов подразумевается количество водяных паров в граммах, приходящееся на 1 кг сухих газов. Под температурой точки росы t_p подразумевается температура, при которой начинается конденсация водяных паров, содержащихся в газах, и выпадение их из дымовых газов в виде воды. Температура точки росы равна температуре насыщения, соответствующей парциальному давлению водяных паров в газах.

Значения влагосодержания, энтальпии и температуры точки росы газов в зависимости от коэффициента избытка воздуха α в газах, температуры газов и влагосодержания дутьевого воздуха можно определить по рис. 4.9.

Применительно к рассматриваемому случаю температурой адиабатного насыщения t_a называется предельная температура, до которой вода может быть нагрета газами при их непосредственном контакте в отсутствие других источников теплоты. После того, как температура воды достигнет температуры адиабатного насыщения, подводимая от газов теплота будет расходоваться на испарение воды при постоянной температуре.

Температура адиабатного насыщения газов зависит от парциального давления водяных паров в продуктах сгорания и температуры t газов, взаимодействующих с водой. В свою очередь, парциальное давление водяных паров зависит от влагосодержания газов, т.е. в конечном итоге от коэффициента избытка воздуха α .

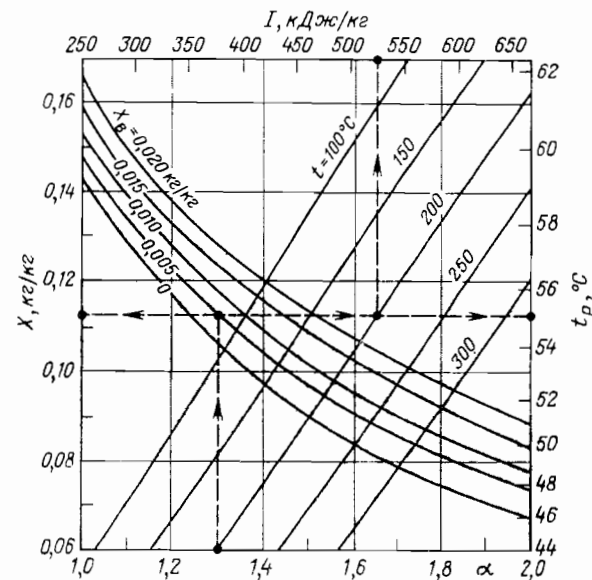


Рис. 4.9. Номограмма для определения влагосодержания, энтальпии и температуры точки росы продуктов сгорания природного газа

Значения t_a для продуктов сгорания природного газа в зависимости от t и α приведены на рис. 4.10.

Для упрощения и удобства расчетов контактных теплообменников можно воспользоваться $I-d$ -диаграммой для продуктов сгорания, аналогичной $I-d$ -диаграмме для влажного воздуха (I — энтальпия, d — влагосодержание). Процессы нагрева и охлаждения газов в поверхностном теплообменнике изображаются на $I-d$ -диаграмме вертикальной прямой $d = \text{const}$.

Процессы охлаждения газов в контактном теплообменнике происходят с изменением влагосодержания и поэтому кривые строят на основании либо экспериментальных исследований, либо расчетов с разбивкой процесса на участки.

В контактных теплообменниках происходит одновременно «сухой» и «мокрый» теплообмен, т.е. конвективный теплообмен от сухих газов к воде и теплообмен от водяных паров к воде с изменением их агрегатного состояния. Характер процесса и относительная доля сухого и мокрого теплообмена в суммарном количестве передачи теплоты зависят от параметров и количества газов и воды и взаимного направления движения теплоносителей (противоток, прямоток, смешанный или

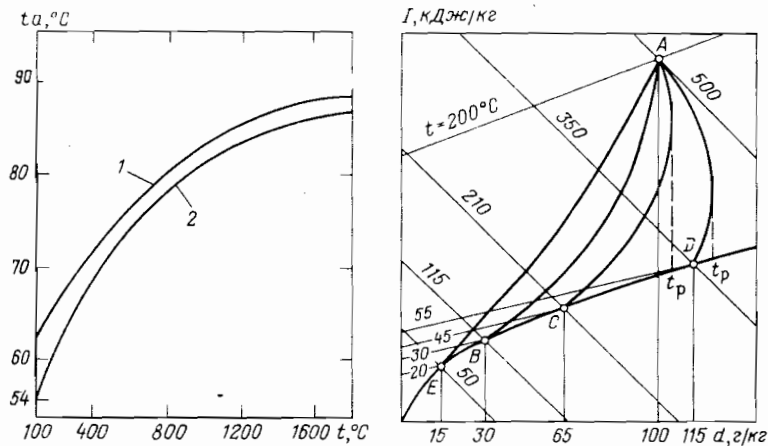


Рис. 4.10. Зависимость температуры адиабатного насыщения от температуры газов:

1 — $\alpha = 1.0$; $X \approx 0.15$ кг/кг; 2 — $\alpha = 1.5$; $X \approx 0.10$ кг/кг

Рис. 4.11. $I-d$ -диаграмма для процессов, протекающих в контактной камере теплоутилизатора, при различных начальной и конечной температурах воды и противотоке теплоносителей (из расчета на 1 кг сухого воздуха):

$AB - \vartheta_1 = 30^\circ\text{C}$; $\vartheta_2 = t_p$; $AC - \vartheta_1 = 45^\circ\text{C}$; $\vartheta_2 = t_a$; $AD - \vartheta_1 = 55^\circ\text{C}$; $\vartheta_2 = t_a$; $AE - \vartheta_1 = 15^\circ\text{C}$; $\vartheta_2 = 45^\circ\text{C}$

перекрестный ток). Анализ различных схем движения газов и воды свидетельствует о преимуществах схемы противотока. Поэтому в контактных теплоутилизаторах в большинстве случаев применен противоток.

В контактных камерах возможны различные соотношения между начальной ϑ_1 и конечной ϑ_2 температурами воды, температурой адиабатного насыщения газов и температурой точки росы. В частности, конечная температура воды может быть ниже или равна температуре адиабатного насыщения. Начальная температура воды может быть ниже, равна или выше температуры точки росы. В зависимости от этого изменяются характер процесса и глубина охлаждения продуктов сгорания [39].

Как видно из рис. 4.11, конденсация водяных паров из продуктов сгорания при входе их в контактную камеру начинается только в том случае, если $\vartheta_1 < \vartheta_2 \leq t_p$ (кривые AB и AE). Во всех остальных случаях в нижней части контактной камеры, т.е. в зоне горячих продуктов сгорания часть подогреваемой воды испаряется и влагосодержание газов увеличивается. Дальнейшее протекание процесса зависит от начальной темпера-

туры воды. Если она ниже температуры точки росы (кривая AC), то конечное влагосодержание газов может быть ниже начального ($d_f < d_1$), т.е. произойдет конденсация водяных паров из газов, причем этот процесс тем интенсивнее и глубже, чем ниже начальная температура воды. Если же начальная температура выше температуры точки росы (кривая AD), то конечное влагосодержание газов будет выше начального ($d_f > d_1$), что совершенно нецелесообразно, поскольку эффективность контактного теплообменника в данном случае будет ниже, чем поверхностного.

Когда $t_p < \vartheta_2 \leq t_a$, а $\vartheta_1 < t_p$, также сначала происходит увлажнение газов, а затем их осушение. В контактном водонагревателе передается не только полезная, но и так называемая «балластная» (оборотная) теплота, т.е. теплота, затрачиваемая на испарение части воды, а затем возвращаемая при конденсации водяных паров.

Указанная балластная теплота не является безвредной, поскольку, хотя она и возвращается в цикл, но на ее передачу требуется определенный объем контактной камеры, т.е. увеличиваются габариты теплообменника. Из сказанного ясно, что эффективность контактных теплоутилизаторов увеличивается с уменьшением конечной и особенно начальной температур воды. Поэтому целесообразно, чтобы последняя не превышала $20-30^\circ\text{C}$. Наиболее эффективна работа теплоутилизатора, если конечная температура воды не превышает температуру точки росы ($50-60^\circ\text{C}$).

Для предотвращения усиленного испарения воды и уменьшения размеров контактной камеры не рекомендуется подогревать воду до температуры адиабатного насыщения: целесообразно, чтобы ϑ_2 была на $2-3^\circ\text{C}$ меньше, чем t_a . При $\vartheta_2 > t_p$ водоподогреватель необходимо рассчитывать, исходя из суммы полезной и балластной теплот.

Одним из основных показателей работы контактных газоводяных теплоутилизаторов является коэффициент эффективности, который определяется через соотношение показателей реального и идеального процессов:

$$\varepsilon = \frac{t_{\text{ок}} - t_{\text{он}}}{t_{\text{оп}} - t_{\text{он}}} = \frac{i_n - i_k}{i_n - i_{\text{п}}}, \quad (4.2)$$

где $t_{\text{ок}}$ — температура воды, $^\circ\text{C}$; i — энтальпия газа, кДж/кг сухого газа; $n, k, \text{п}$ — индексы, обозначающие начальные, конечные и предельные параметры обменивающихся сред.

В выражении (4.2) под предельными подразумеваются такие

параметры обменивающихся сред, которые могут быть получены в контактном теплоутилизаторе с бесконечно большой поверхностью контакта. Их величины зависят не только от начальных параметров, но и от соотношения расходов обменивающихся сред, а также от схемы работы теплоутилизатора (противоток или прямоток).

Чтобы определить предельные параметры, составим уравнение теплового баланса между газами и водой для элемента поверхности контакта:

$$dQ = \pm G di = \pm 4,19 W dt_w = \pm 4,19 \frac{W}{m} di_w. \quad (4.3)$$

где G — расход сухих газов, кг/ч; W — расход воды, кг/ч; di — изменение энтальпии газа, кДж/кг сухого газа; dt_w — изменение температуры воды, °C; di_w — изменение энтальпии насыщенного газа, кДж/кг сухого газа; $m = di_w/dt_w$ — коэффициент пропорциональности [40].

При составлении уравнения не учитывалась энтальпия сконденсировавшихся водяных паров, которая по сравнению с общим изменением энтальпии незначительна. Величина $4,19 W/m$ представляет собой эквивалентный расход насыщенного газа при температуре воды [40]. Следовательно, величина $4,19 W/m$, а также величина G могут быть названы энтальпийными газовыми эквивалентами по аналогии с водяными эквивалентами в поверхностных теплообменниках. При $4,19 W/m \neq G$ разность энтальпий обменивающихся сред в противоточном теплообменнике будет изменяться по длине теплоутилизатора и для теплоутилизатора с бесконечно большой поверхностью контакта ($F \rightarrow \infty$) на одном конце его будет стремиться к нулю, а на другом — к постоянной величине (рис. 4.12, а, б). На конце теплоутилизатора, где разность энтальпий стремится к нулю, предельные параметры обменивающихся сред могут быть определены по выражениям [41]:

$$i_{\text{он}} = 18,85 e^{0,0535 t_{\text{он}}}; \quad (4.4)$$

$$t_{\text{он}} = 18,71 \ln i_{\text{н}} - 54,9. \quad (4.5)$$

Выражения (4.4) и (4.5), полученные методом наименьших квадратов, аппроксимируют действительные кривые $i_w = f(t_w)$ и $t_w = f(i_w)$ на линии насыщения в интервале температур 15–75 °C при отклонении от точных значений не более чем на 5%. Для определения предельных параметров обменивающихся сред на конце теплоутилизатора, где разность энтальпий стремится к постоянной величине, проинтегрируем уравнение (4.3):

$$\pm G(i_{\text{н}} - i_{\text{п}}) = \pm 4,19 W(t_{\text{он}} - t_{\text{он}}). \quad (4.6)$$

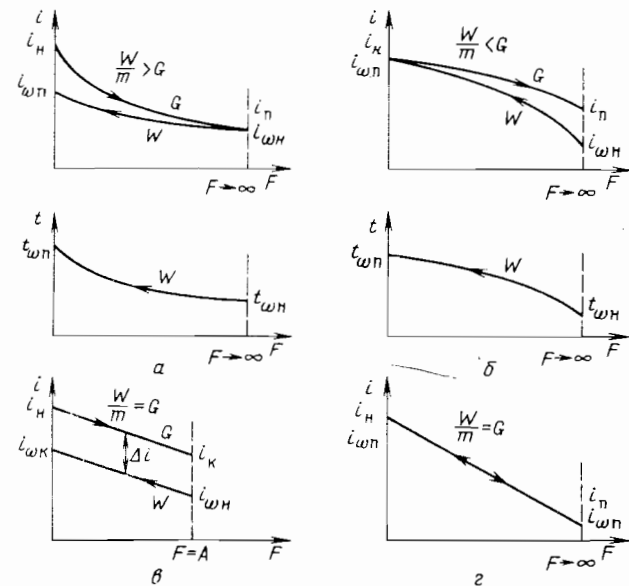


Рис. 4.12. Схемы изменения параметров обменивающихся сред в контактных теплоутилизаторах

Найденные из уравнения (4.6) с учетом выражений (4.1) и (4.5) предельные параметры обменивающихся сред представлены в табл. 4.1.

Как следует из выражений, приведенных в табл. 4.1, а также из рис. 4.12, а, б в противоточном контактном теплоутилизаторе с бесконечно большой поверхностью контакта газы могут достигнуть начальной температуры воды только при $4,19 W/m > G$. Вода может достигнуть температуры адиабатного насыщения газов только при $4,19 W/m < G$.

При $4,19 W/m = G$ разность энтальпий обменивающихся

Таблица 4.1. Предельные параметры обменивающихся сред в противоточном контактном теплоутилизаторе

Соотношение энтальпийных газовых эквивалентов	Предельная температура нагрева воды, $t_{\text{он}}$, °C	Предельная энтальпия газов, $i_{\text{н}}$, кДж/кг
$\frac{4,19 W}{m} > G$	$t_{\text{он}} = \frac{G}{4,19 W} (i_{\text{н}} - 18,85 e^{0,0535 t_{\text{он}}}) + t_{\text{он}}$	$i_{\text{н}} = 18,85 e^{0,0535 t_{\text{он}}}$
$\frac{4,19 W}{m} < G$	$t_{\text{он}} = 18,71 \ln i_{\text{н}} - 54,9$	$i_{\text{н}} = i_{\text{н}} - \frac{G}{4,19 W} (18,71 \ln i_{\text{н}} - 54,9 - t_{\text{он}})$

сред в контактном теплоутилизаторе с конечной поверхностью контакта ($F = A$) остается постоянной по длине теплообменника (рис. 4.12, в). С увеличением площади контакта эта разность уменьшается и для теплоутилизатора с бесконечно большой поверхностью контакта будет стремиться к нулю (рис. 4.12, г). Предельные параметры обменивающихся сред для этого режима работы могут быть определены из выражений (4.4) и (4.5).

Анализ режимов работы контактных теплоутилизаторов показывает, что предельные параметры обменивающихся сред для случая противотока зависят от соотношения энтальпийных газовых эквивалентов, которое, в свою очередь, зависит от значения коэффициента пропорциональности m . Аналитически коэффициент m можно найти, дифференцируя выражение (4.4):

$$m = \frac{di_{\omega}}{dt_{\omega}} = e^{0,0535t_{\omega}} \quad (4.7)$$

При изменении температуры воды в контактном теплоутилизаторе от $t_{\omega н}$ до $t_{\omega к}$ среднее значение коэффициента можно определить из выражения:

$$m_{\text{ср}} = \frac{\int_{t_{\omega н}}^{t_{\omega к}} e^{0,0535t_{\omega}} dt_{\omega}}{t_{\omega к} - t_{\omega н}}, \quad (4.8)$$

откуда

$$m_{\text{ср}} = \frac{18,85}{t_{\omega к} - t_{\omega н}} (e^{0,0535t_{\omega к}} - e^{0,0535t_{\omega н}}). \quad (4.9)$$

Формулы для определения коэффициентов эффективности (или тепловой эффективности теплообменника), в которые входят водяные эквиваленты и температуры теплоносителей [9, 42], применимы только для поверхностных теплообменников, где нет массообмена между теплоносителями и не изменяется их агрегатное состояние, так что энтальпия теплоносителя определяется его температурой. При этом значения коэффициентов эффективности по обоим теплоносителям согласно [9] всегда будут равны.

Для определения коэффициента эффективности теплообмена в контактных аппаратах целесообразно применить другой подход, пригодный и для поверхностных аппаратов [43]. Рассмотрим уравнение теплового баланса теплообменника:

$$Q = H_{\Gamma}(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}) = H_{\text{в}}(i_{\text{к}} - i_{\text{н}}), \quad (4.10)$$

где Q — количество переданной теплоты, H_{Γ} , $H_{\text{в}}$ — массовые расходы греющего и воспринимаемого теплоносителей; $I_{\text{н}}$, $I_{\text{к}}$ и $i_{\text{н}}$,

$i_{\text{к}}$ — энтальпии греющего и воспринимающего теплоносителей на входе в аппарат и выходе из него.

При определенном соотношении расходов теплоносителей в идеально противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена может быть передано максимально возможное количество теплоты. В этом случае, если протекание процесса теплообмена не ограничено наличием теоретически предельного состояния одного или обоих теплоносителей, которое обусловлено критической точкой фазового перехода, можно получить

$$I_{\text{к}} \rightarrow I_{(\text{н})} \text{ и } i_{\text{к}} \rightarrow i_{(\text{н})},$$

где $I_{(\text{н})}$ — энтальпия греющего теплоносителя при начальной температуре воспринимающего, а $i_{(\text{н})}$ — энтальпия воспринимающего теплоносителя при начальной температуре греющего.

Коэффициент эффективности охлаждения греющего теплоносителя, который представляет собой отношение количества реально переданной греющим теплоносителем теплоты к максимально возможному, определяется по формуле:

$$\epsilon_{\text{ог}} = \frac{I_{\text{н}} - I_{\text{к}}}{I_{\text{н}} - I_{(\text{н})}} \quad (4.11)$$

В то же время, коэффициент эффективности нагрева воспринимающего теплоносителя, который представляет собой отношение количества реально воспринятой нагреваемым теплоносителем теплоты к максимально возможному, определяется как:

$$\epsilon_{\text{н.в}} = \frac{i_{\text{к}} - i_{\text{н}}}{i_{(\text{н})} - i_{\text{н}}} \quad (4.12)$$

В общем случае $\epsilon_{\text{ог}}$ и $\epsilon_{\text{н.в}}$ не равны между собой. Они могут быть истолкованы как коэффициенты эффективности теплоотдачи соответственно по греющему теплоносителю и по воспринимающему. Более же полной характеристикой совершенства процесса является коэффициент эффективности теплообмена:

$$\epsilon = \epsilon_{\text{ог}} \epsilon_{\text{н.в}} \quad (4.13)$$

При определении эффективности теплообмена целесообразно анализ процесса осуществлять в зависимости от назначения данного теплообменника, т.е. от выполняемых им функций в тепловой схеме. При этом теплообменник может выполнять функции частные (охлаждение одного теплоносителя другим или нагрев одного теплоносителя за счет теплоты, отбираемой от другого), а также функции общие (совместные). Например,

контактный газоводяной аппарат, установленный за топливосжигающей установкой, может выполнять функцию охладителя продуктов сгорания (цель – необходимое охлаждение газов), либо функцию водонагревателя (цель – получение нагретой воды заданной температуры). В первом случае эффективность охлаждения будет определяться значением $\varepsilon_{ог}$, во втором случае эффективность нагрева – значением $\varepsilon_{н.в}$. Если же аппарат выполняет функцию общую (необходимое охлаждение газов при заданном нагреве воды), то его возможности будут определяться значением коэффициента эффективности теплообмена ε .

Другими словами, так же, как величина размерного коэффициента интенсивности теплообмена (теплопередачи) K определяется по известной формуле совокупностью значений коэффициентов интенсивности теплоотдачи по обоим теплоносителям α_1 и α_2 , так и величина безразмерного коэффициента эффективности теплообмена обуславливается совокупностью значений коэффициентов эффективности теплоотдачи $\varepsilon_{ог}$ и $\varepsilon_{н.в}$.

Коэффициенты эффективности, выраженные формулами (4.11)–(4.13), следует назвать абсолютными, так как они отнесены к максимально возможному по начальным условиям количеству теплоты. Однако в ряде случаев такое количество теплоты заведомо получено быть не может. Например, в контактных газовых водонагревателях существует верхний теоретический предел температуры нагреваемой воды – температура адиабатного насыщения газов и соответствующее ей значение энтальпии. Кроме того, наличие фазового перехода может исключить возможность работы теплообменников. Так, в контактных водяных воздухонагревателях нижний предел температуры охлаждаемой воды обусловлен температурой ее замерзания. Коэффициенты эффективности теплоотдачи, отнесенные к максимально возможному по условиям способа ведения процесса количеству теплоты, следует назвать относительными:

$$\varepsilon_{ог}' = \frac{I_n - I_k}{I_n - I_{кр}}; \quad (4.14)$$

$$\varepsilon_{н.в}' = \frac{i_k - i_n}{i_{кр} - i_n}, \quad (4.15)$$

где $I_{кр}$ и $i_{кр}$ – энтальпии греющего и воспринимающего теплоносителей (или их составляющих) в критической точке фазового перехода.

Относительный коэффициент эффективности теплообмена определяется по формуле:

$$\varepsilon' = \varepsilon_{ог}' \varepsilon_{н.в}' \quad (4.16)$$

или

$$\varepsilon' = \varepsilon_{ог} \varepsilon_{н.в} \quad (4.17)$$

Определение абсолютных коэффициентов эффективности по формулам (4.11)–(4.13) необходимо, главным образом, при сопоставлении поверхностных и контактных теплообменников, относительных – по формулам (4.14)–(4.17) – при расчетах и анализе эффективности работы контактных теплообменников.

Отношение расходов теплоносителей в контактных аппаратах принято называть коэффициентом орошения $W_1/G_{с.г}$, где W_1 – начальный расход воды, $G_{с.г}$ – расход сухих газов.

Результаты обработки экспериментальных данных, полученных на специальном стенде [44], подтвердили наличие максимума зависимости коэффициента эффективности теплообмена от коэффициента орошения $W_1/G_{с.г}$ [43]. То же наблюдается и при изучении данных испытаний промышленных контактных теплоутилизаторов [45], обработка которых в виде зависимости $\varepsilon' = f(W_1/G_{с.г})$ представлена на рис. 4.13.

При работе контактных теплоутилизаторов с уменьшением температуры уходящих газов увеличиваются теплопроизводительность и энергетический КПД всей установки (котел – контактный теплоутилизатор). Однако в этом случае не учитывается, что уменьшение температуры уходящих газов возможно только при увеличении расхода нагреваемой воды и одновременном снижении ее температуры, а это уменьшает ценность воды в отношении ее дальнейшего применения, включая и возможность использования в качестве промежуточного теплоносителя, т.е. уменьшается эксергия воды.

Эксергию воды, нагреваемой в контактном теплоутилизаторе, можно определить по выражению:

$$E = c(T - T_0 - T_0 \ln T/T_0) W, \quad (4.18)$$

где c – теплоемкость воды, кДж/(кг · К); W – расход воды, кг/ч; T – температура воды, К.

Тогда удельная эксергия воды, приходящаяся на единицу сухих продуктов сгорания, проходящих через контактный теплоутилизатор, будет равна:

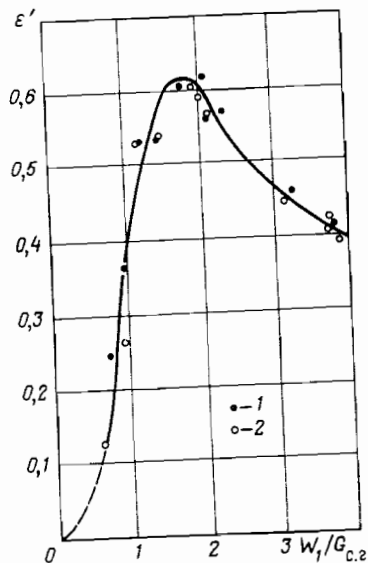
$$e = c(T - T_0 - T_0 \ln T/T_0) \frac{W}{G}, \quad (4.19)$$

где G – расход сухих продуктов сгорания, кг/ч.

При определении удельной эксергии не учитывались потери ее от гидравлического и аэродинамического сопротивлений контактного теплоутилизатора, поскольку они составляют 3–5% эксергии нагретой воды.

В НИИСТе проведены исследования на модели контактного теплоутилизатора с насадкой из правильно уложенных керами-

Рис. 4.13. Зависимость ϵ' от $W_1/G_{c,r}$ для контактных теплоутилизаторов типа ЭК = Б-1 ($t_n = 112-127^\circ\text{C}$, $t_{w_n} = 1,4-2,9^\circ\text{C}$):
1 - теплоутилизатор № 1; теплоутилизатор № 2



ческих колец Рашига $50 \times 50 \times 5$ мм (КК-50) высотой 960 мм при начальной температуре воды $16-20^\circ\text{C}$ для разных начальных температур продуктов сгорания природного газа [44]. Установлена зависимость между температурой нагретой воды и коэффициентом орошения W/G : в диапазоне изменения температур $300 < T < 328$ К для $t_r = 150^\circ\text{C}$, $323 < T < 339$ К для $t_r = 250^\circ\text{C}$ и $330 < T < 345$ К для $t_r = 450^\circ\text{C}$ она практически носит линейный характер.

Зависимость коэффициента орошения от температуры нагретой воды можно аппроксимировать уравнением первого порядка:

$$\frac{W}{G} = a - bT, \quad (4.20)$$

где a , b — постоянные коэффициенты, определяемые в зависимости от начальной температуры продуктов сгорания t_r ; при t_r , равной 150, 250 и 450°C , a и b соответственно равны 59,6 и 8,7; 69,1 и 6,1; 74,5 и 3,9.

С учетом выражений (4.19) и (4.20) удельная эксергия воды, нагретой в контактном теплоутилизаторе выразится как

$$e = c(T - T_0 - T_0 \ln T/T_0)(a - bT). \quad (4.21)$$

По выражению (4.21) удельную эксергию можно определить лишь в пределах температур нагрева воды, при которых проводились исследования. Отличительной особенностью эксергетического метода является возможность выбора температуры окружающей среды в зависимости от условий работы оборудования. Обычно за температуру окружающей среды в открытых системах принимается температура наружного воздуха, а в закрытых — наиболее низкая температура контура.

При анализе работы контактного теплоутилизатора темпе-

ратура окружающей среды должна приниматься, по-видимому, в зависимости от схемы присоединения его к внешним потребителям теплоты. Эти схемы условно можно разбить на две группы: без промежуточного и с промежуточным теплообменником. Основной задачей при включении контактного теплоутилизатора по первой схеме, представляющей собой открытый контур, является получение максимальной эксергии по отношению к температуре наружного воздуха при условии, что температура воды на выходе из контактного теплоутилизатора не имеет жестких ограничений (например, в случае использования нагретой воды в контактном воздушонагревателе).

Для второй схемы вода, циркулирующая в контуре контактного теплоутилизатора — промежуточный теплообменник, также должна иметь максимальную эксергию по отношению к температурному уровню исходной воды, которая в данном случае условно является окружающей средой. Если принять за температуру окружающей среды начальную или среднюю термодинамическую температуру исходной воды, то в режиме, когда расход циркуляционной воды будет больше расхода исходной воды, оптимальная температура нагрева воды в контактном теплоутилизаторе может оказаться ниже заданной температуры исходной воды на выходе из промежуточного теплообменника. Кроме того, начальная температура исходной воды обычно изменяется в процессе эксплуатации, а температура исходной воды на выходе из промежуточного теплообменника в большинстве случаев задается постоянной. Все это указывает на то, что для второй схемы в качестве температуры окружающей среды целесообразно принять температуру нагреваемой воды на выходе из промежуточного теплообменника.

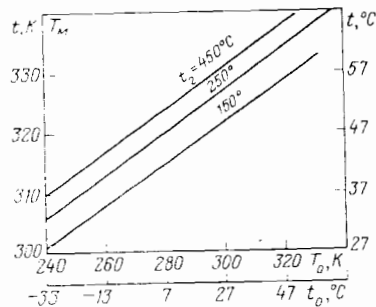
Для определения оптимальной температуры нагрева воды в контактном теплоутилизаторе по условиям получения водой максимальной эксергии выражение (4.24) было продифференцировано по параметру T и результат приравнен нулю [46]. Как видно из рис. 4.14, решение этого уравнения аппроксимируется линейной зависимостью, позволяющей определять оптимальную температуру нагрева воды в зависимости от температуры окружающей среды:

$$T_m = n + 0,347 T_0, \quad (4.22)$$

где n — постоянный коэффициент, равный 218, 223 и 227 при t_r соответственно 150, 250 и 450°C .

С повышением температуры окружающей среды повышается и оптимальная температура нагрева воды (см. рис. 4.14). При этом разность между оптимальной температурой нагрева

Рис. 4.14. Зависимость оптимальной температуры нагрева воды в контактном теплоутилизаторе T_M от температуры уходящих газов t_g и температуры окружающей среды T_0



воды и температурой окружающей среды уменьшается. Так, при $t_g = 450^\circ\text{C}$ и $T_0 = 240\text{ K}$ эта разность $\Delta T_M = T_M - T_0 = 70\text{ K}$, а при $T_0 = 320\text{ K}$ $\Delta T_M = 18\text{ K}$. Следовательно, с повышением температуры нагреваемой воды в контактном теплоутилизаторе при работе его по второй схеме для передачи одного и того же количества теплоты необходимо увеличить поверхность промежуточного теплообменника.

Контактные теплоутилизаторы. Основным элементом контактных теплоутилизаторов является контактная камера. Контактные камеры могут быть различных типов: насадочные, форсуночные, каскадно-дисковые и барботажные.

Насадочные контактные камеры выполняют с неподвижной и подвижной насадкой. В аппаратах с неподвижной насадкой контактную камеру заполняют слоем керамических (фарфоровых) колец, деревянных реек, металлических стружек, кусковых материалов и др. Для эффективного использования насадки необходимо, чтобы вода и газы равномерно распределялись по сечению. Равномерное распределение газов обеспечивается сопротивлением, которое насадка создает в газовом тракте. Для равномерного распределения воды используются форсунки, перфорированные трубы, распределительные корыта и другие устройства. Вода в контактной камере растекается в виде тонкой пленки по насадке, а также находится в виде капель и брызг.

В форсуночных камерах теплообмен происходит на поверхности капель воды, образующихся при разбрызгивании ее через форсунки. При соответствующем давлении поверхность теплообмена получается достаточно развитой. Форсуночные камеры отличаются от других камер простотой конструкции.

В каскадно-дисковых камерах теплообмен между газами и водой происходит при перетекании воды с одного диска на другой и многократном поперечном омывании струй и пленок

воды газами. При прохождении газов между дисками (полками) происходит также и обычный конвективный теплообмен через поверхность нагрева.

К контактными камерам с подвижной (псевдоожиженной) насадкой предъявляют повышенные требования в отношении равномерного распределения жидкости и газов по сечению, что трудно достигнуть в аппаратах большой производительности, поэтому они не нашли широкого применения.

К перспективным типам контактных камер, которые могут применяться в теплоутилизаторах, следует отнести пенные, циклонно-пенные и роторно-пленочные.

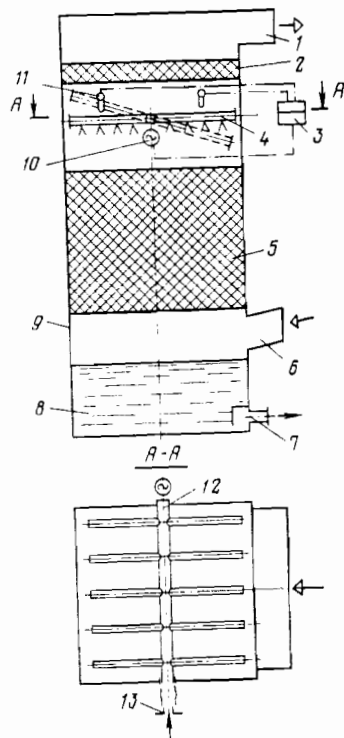
Наибольшее распространение в отечественной практике получили контактные теплоутилизаторы (экономайзеры) с насадочной контактной камерой [47, 48], а также серийно выпускаемые контактные теплоутилизаторы ЭК-БМ-1 конструкции НИИСТа (рис. 4.15, табл. 4.2).

Корпус теплоутилизатора ЭК-БМ-1 круглого поперечного сечения состоит из трех свариваемых секций: нижней, средней

Таблица 4.2. Технические характеристики теплоутилизаторов

Характеристика	ЭК-БМ-1	ЭК-БМ-2
Номинальная тепловая мощность, МВт	0,37	1,22
Температура газов на входе, $^\circ\text{C}$, не менее	140	140
Коэффициент избытка воздуха в газах на входе, не более	1,5	1,5
Пропускная способность по газам, $\text{м}^3/\text{ч}$	4500	18000
Количество нагреваемой воды, $\text{т}/\text{ч}$	8-12	30-40
Температура воды на входе, $^\circ\text{C}$, не более	15	15
Температура нагретой воды, $^\circ\text{C}$	55-42	55-42
Количество свободного диоксида углерода в нагретой воде, $\text{мг}/\text{л}$	50-70	50-70
Температура уходящих газов, $^\circ\text{C}$	40-30	40-30
Влагосодержание уходящих газов, $\text{г}/\text{кг}$	55-35	55-35
Рабочее давление воды перед водораспределителем, кПа , не более	49	49
Аэродинамическое сопротивление при номинальной нагрузке, Па	300-500	300-500
Увеличение коэффициента использования топлива при работе контактного экономайзера, %	10-15	10-15
Габаритные размеры, мм , не более		
длина	1234	2235
ширина	1006	2007
высота	4065	4500
Масса, кг , не более		
металлической части	532	1588
керамических колец	717	2864
общая	1249	4452

Рис. 4.17. Контактный теплоутилизатор с перераспределением воды:
1-патрубок отвода газов; 2-каплеуловитель; 3-регулятор; 4-оросительная труба; 5-насадочный слой; 6-патрубок для подвода газов; 7-патрубок для отвода нагретой воды; 8-поддон; 9-корпус; 10-привод; 11-датчик температуры; 12-коллектор водораспределителя; 13-патрубок для подвода холодной воды



Для проведения высокоэффективного процесса тепломассообмена в контактном теплоутилизаторе применение эффективной насадки недостаточно. Необходимо также обеспечить равномерное распределение потоков воды и газов по поперечному сечению контактной камеры. Особенно это относится к аппаратам большой тепловой мощности, поскольку с увеличением площади поперечного сечения тенденция к неравномерности возрастает. В частности, при одностороннем расположении патрубков подвода и отвода газов и небольшом аэродинамическом сопротивлении насадочного слоя (например, при укладке колец) неравномерность распределения газов проявляется весьма существенно. В этом случае на газовый поток можно влиять соответствующим перераспределением подаваемой в контактную камеру воды. Это возможно, если водораспределитель имеет несколько автономных подводов [53].

В НИИСТе разработана конструкция контактного теплоутилизатора прямоугольного поперечного сечения, позволяющая перераспределять воду, что обеспечивается поворотом водораспределителя вокруг горизонтальной оси, расположенной перпендикулярно плоскости размещения патрубков подвода и отвода газов* (рис. 4.17).

Коллектор водораспределителя 12 снабжен приводом 10, подключенным через регулятор 3 к датчикам температуры 11, размещенным симметрично относительно оси корпуса 9.

При неравномерном распределении по поперечному сече-

нию корпуса 9 расходов обменивающихся сред возникает и неравномерность распределения температуры газового потока за водораспределителем, что фиксируется датчиками температуры 11. От датчиков 11 поступает сигнал на регулятор 3, воздействующий на привод 10, который поворачивает водораспределитель вокруг оси. Тем самым обеспечивается выравнивание соотношений расходов обменивающихся сред по поперечному сечению корпуса 9. Таким образом достигается постоянство температур газового потока за водораспределителем, что повышает эффективность работы контактного теплоутилизатора.

Большинство конструкций контактных теплоутилизаторов основано на принципе противотока теплоносителей (стекающая по насадке вода и восходящий поток газов). Однако в отдельных случаях, обусловленных удобством компоновки, оказывается целесообразным применение контактных теплоутилизаторов прямоточного типа. Температура нагрева воды и эффективность такого теплоутилизатора значительно ниже, а температура и влагосодержание уходящих газов выше, чем в противоточном. Но удобство компоновки, большая скорость газов и как следствие, компактность и меньшая металлоемкость обуславливают применение прямоточных контактных теплоутилизаторов. В тех же случаях, когда наряду с упрощением компоновки требуется обеспечить высокую эффективность теплообмена и необходимые конечные параметры теплоносителей, целесообразно применять комбинированные прямоточно-противоточные контактные теплоутилизаторы.

Контактные теплоутилизаторы с промежуточным теплообменником. Когда жидкость (вода), нагретая контактным способом, по различным причинам не может быть направлена непосредственно потребителю, возникает необходимость применения двухконтурной схемы, т.е. сочетания контактного теплоутилизатора с промежуточным поверхностным теплообменником.

Промежуточный теплообменник по отношению к контактной камере теплоутилизатора может быть выносным, т.е. размещенным вне ее, и встроенным, размещенным внутри контактной камеры. При этом выносной промежуточный теплообменник либо устанавливают вне теплоутилизатора, т.е. он не входит в его состав [49], либо является элементом теплоутилизатора, как в теплоутилизаторах типа АЭ (экономайзерных агрегатах) [54].

Теплоутилизаторы АЭ по сравнению с ЭК-БМ-1 обладают рядом преимуществ: значительно расширена область применения нагретой воды, поскольку они оснащены промежуточным теплообменником, квадратная форма поперечного сечения

* А.с. 987352 СССР. Кл. F28C3 08; Б.И., 1983, № 1, с. 168.

обеспечивает лучшую компоновку с основным топливно-потребляющим оборудованием; теплоутилизатор АЭ имеет встроенный насадочный декарбонизатор воды; в процессе эксплуатации АЭ можно наблюдать за работой водораспределителя через гляделки.

Теплоутилизаторы АЭ разработаны двух типоразмеров: АЭ-0,4 и АЭ-0,6 тепловой мощностью соответственно 0,4 и 0,6 МВт. Естественно, что при наличии промежуточного теплообменника снижается температура воды, направляемой потребителю: она не превышает 40–45 °С при количестве нагреваемой воды 13 т/ч для АЭ-0,4 и 20 т/ч – для АЭ-0,6. В качестве промежуточного теплообменника применен кожухотрубный водоподогреватель из восьми секций диаметром 168 мм и длиной 2 м с латунными профильными трубами.

Рижским политехническим институтом и Латгипропромом разработана конструкция прямооточного контактного теплоутилизатора со встроенным промежуточным теплообменником [55], не совсем правомерно названного КТАНом (контактным теплообменником с активной насадкой). При этом под активной насадкой подразумевается трубный пучок теплопередающих змеевиков, орошаемый водой, циркулирующей во внутреннем контуре теплоутилизатора. Рассматриваемая конструкция имеет ряд существенных недостатков по сравнению с теплоутилизатором, снабженным выносным промежуточным теплообменником. Уже из сопоставления принципиальных схем КТАНа и, например, теплоутилизатора типа АЭ (рис. 4.18) видно, что последняя более эффективна, так как в ней обеспечивается противоток в обоих элементах теплоутилизатора, а в КТАНе противоток достигается лишь в одном из элементов.

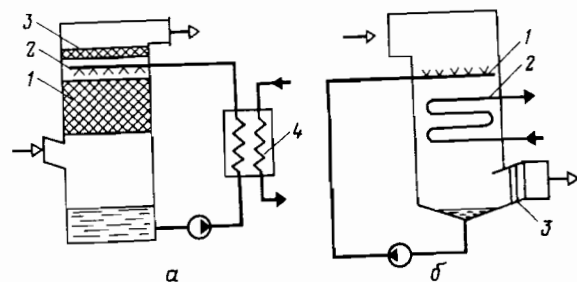


Рис. 4.18. Принципиальные схемы теплоутилизатора с промежуточным теплообменником:

а – АЭ: 1 – рабочий насадочный слой из керамических колец; 2 – трубчатый ороситель; 3 – каплеулавливающий насадочный слой; 4 – кожухотрубный теплообменник; б – КТАН: 1 – форсуночный ороситель; 2 – пакет змеевиков из труб; 3 – уголкового каплеуловителя

Условно можно выделить в КТАНе две зоны:

1) зону прямооточного контактного теплообмена в форсуночной камере. В этой зоне орошающая вода (промежуточный теплоноситель) воспринимает теплоту от горячих газов и нагревается, а при определенных условиях и частично испаряется. Интенсивность теплообмена в таких камерах обычно невелика.

Вследствие неинтенсивного тепломассообмена и прямотока теплоносителей в этой зоне нет условий для нагрева орошающей воды до высокой температуры, что в дальнейшем снижает температуру нагрева воды в змеевиках;

2) зону так называемой «активной насадки», а точнее зону оросительного теплообменника, отличающуюся от обычной тем, что дымовые газы в этой зоне в условиях прямотока передают теплоту орошающей воде, контактируя с ней. Вследствие сложности процессов в камере температура орошающей воды не снижается монотонно. Одновременно с отдачей теплоты трубам змеевикового пакета вода продолжает получать ее от газов. При этом на змеевиках может происходить конденсация водяных паров из газов, если температура стенки труб (в случае неполного смачивания) или водяной пленки ниже температуры точки росы.

Анализ результатов испытаний КТАНа, проведенных НПО «Прогресс» на Ливанском стекольном заводе Латвийской ССР показал следующее.

Согласно расчету, конструкция КТАНа должна была обеспечивать глубокое охлаждение газов (до 30 °С) и конденсацию значительной части содержащихся в них водяных паров. Расчетная тепловая мощность составляла, по данным Латгипропрома 1,05 МВт, по данным НПО «Прогресс» – 0,8 МВт. Результаты испытаний показали, что тепловая мощность КТАНа не превышает 0,45 МВт.

В анализируемом КТАНе при изменении температуры воды в пакете змеевиков от 12 до 38 °С конденсация водяных паров происходит по всей поверхности теплообмена. В то же время, высокая температура уходящих из аппарата газов 104 °С свидетельствует о низкой эффективности процесса теплообмена в пакете змеевиков. Объясняется это в дополнение к сказанному ухудшенными геометрическими характеристиками пакета змеевиков как насадки (удельной поверхностью и эквивалентным диаметром) по сравнению с характеристиками насыпной массы насадочного слоя из керамических колец, применяемых в АЭ.

Кроме того, температура орошающей воды на входе в аппарат, определяющая эффективность теплообмена в нем, для КТАНа весьма высока (39 °С), а разность этой температуры

и температуры водопроводной воды на входе в пакет змеевиков составляет 27°C . В контактном теплоутилизаторе с выносным промежуточным теплообменником [49] эта разность составляет в зависимости от режима работы $5,5\text{--}15^{\circ}\text{C}$, а температура газов на выходе из контактной камеры $27\text{--}32^{\circ}\text{C}$.

По указанным причинам в КТАНе нельзя обеспечить и достаточную конденсацию водяных паров из газов и тем самым использовать в полной мере преимущество контактных аппаратов, заключающееся в возможности вовлечения в тепловой цикл обычно не используемой скрытой теплоты конденсации водяных паров, содержащихся в газах.

Иллюстрацией этого положения может служить диаграмма $I-d$ (рис. 4.19), на которой показан характер процесса охлаждения газов в обеих зонах КТАНа применительно к данным испытаний, приведенным выше (кривая AB), а также характер процесса в АЭ (кривая AB). Начальное влагосодержание газов по результатам испытаний составляет порядка 40 г/кг сухих газов, что соответствует коэффициенту избытка воздуха в газах за стекловаренной печью около $3,5$. Энтальпия газов на входе в аппарат составляет 491 кДж/кг сухих газов. Из рис. 4.19 видно, что влагосодержание газов на выходе из КТАНа несколько выше влагосодержания на входе (точка A). Энтальпия газов на выходе (точка B) равна 285 кДж/кг сухих газов. Таким образом, значение термического к.п.д. КТАНа составляет $(491 - 285)/491 = 0,42$.

Между тем, в теплоутилизаторах типа АЭ, в которых даже при применении промежуточного теплообменника может быть обеспечена энтальпия газов на выходе порядка 189 кДж/кг сухих газов (точка B), значение термического к.п.д. составляет $(491 - 189)/491 = 0,61$.

Из этого сопоставления видно, что по тепловой эффективности КТАНЫ уступают теплоутилизаторам АЭ и любым другим контактным теплоутилизаторам с выносным промежуточным теплообменником.

Существенным конструктивным недостатком КТАНов в отношении ремонтпригодности является применение в качестве встроенного промежуточного теплообменника пакета змеевиков из труб. Такое конструктивное оформление теплообменной поверхности затрудняет внутреннюю очистку труб, а при выходе из строя даже одного змеевика приводит к необходимости проведения значительного объема ремонтных работ. Кроме этого, пакет змеевиков омывается водой, содержащей растворенный диоксид углерода, и влажными газами, что существенно увеличивает скорость их коррозии.

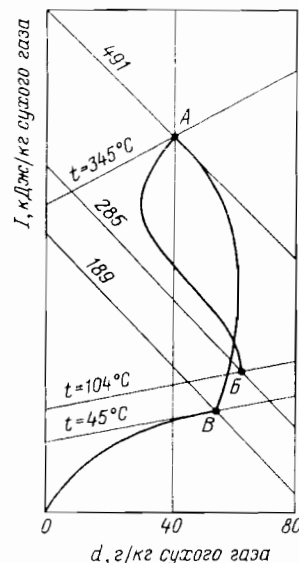


Рис. 4.19. $I-d$ -диаграмма процессов, происходящих в КТАНе (кривая AB) и в АЭ (кривая AB)

Рис. 4.20. Схема двухкамерного контактного теплоутилизатора:

1-патрубок для выхода газов; 2-каплеуловитель; 3-водораспределитель конденсатора; 4-насадочный слой конденсатора; 5-корпус теплоутилизатора; 6-зонт; 7-линия отвода конденсата; 8-газоперепускной патрубок; 9-водяная емкость конденсатора; 10-водораспределитель испарителя; 11-насадочный слой испарителя; 12-линия дренажа и продувки конденсатора; 13-патрубок для входа газов; 14-линия подпитки; 15-водяная емкость испарителя; 16-линия дренажа и продувки испарителя; 17-теплообменник

Двухкамерные контактные теплоутилизаторы. Двухкамерный контактный теплоутилизатор представляет собой аппарат, в котором последовательно по ходу газов размещены две контактные камеры, включенные как правило в независимые жидкостные (водяные) контуры.

Назначение таких теплоутилизаторов может быть самым различным. Обычно в первой по ходу газов контактной камере идет процесс адиабатного испарения, а во второй – конденсация водяных паров. При этом испаритель включается в замкнутый циркуляционный контур, имеющий линию подпитки, а конденсатор – в контур нагреваемой воды. Таким образом, через испаритель циркулирует вода, нагретая до температуры, близкой к температуре адиабатного насыщения газов, что приводит к интенсивному ее испарению. В конденсаторе происходит контактирование поступающей в него холодной воды и парогазо-

вой смеси, что обеспечивает конденсацию значительной части водяных паров.

Схема такого теплоутилизатора изображена на рис. 4.20. С некоторыми изменениями такая конструкция теплоутилизатора может применяться для использования теплоты запыленных газов.

Схемные варианты двухкамерных контактных теплоутилизаторов представлены на рис. 4.21.

Вариант на рис. 4.21, а можно применять в установках упаривания стоков, когда в теплоутилизатор поступает парогазовая смесь из упаривателя. Вариант на рис. 4.21, б можно применять, когда необходимо нагреть воду до температуры, превышающей температуру адиабатного насыщения газов. При этом первая по ходу газов контактная камера включена в замкнутый контур, в котором циркулирует промежуточный теплоноситель, например, водный раствор бромида (хлорида) лития, глицерин, этиленгликоль и т.д.*.

Контактно-поверхностные теплоутилизаторы. Наряду с контактными теплоутилизаторами глубокое охлаждение уходящих газов топливосжигающих установок возможно и в поверхностных теплообменниках. Обычно температура охлаждения

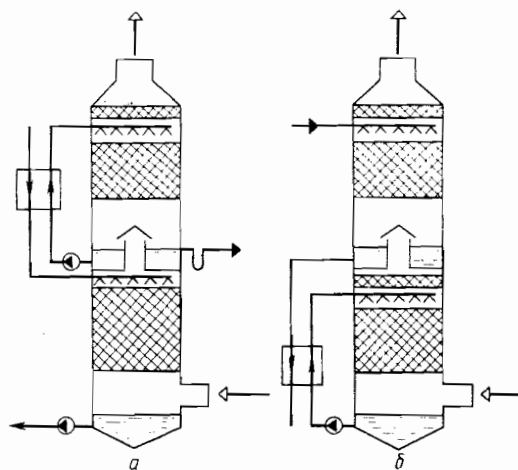


Рис. 4.21. Схемные варианты двухкамерных контактных теплоутилизаторов:

а — для получения конденсата и нагрева воды; б — для нагрева воды до температуры, превышающей температуру адиабатного насыщения газов

* А. с. 720264 СССР. Кл. F24H1/10; Б. И., 1980, № 9, с. 168.

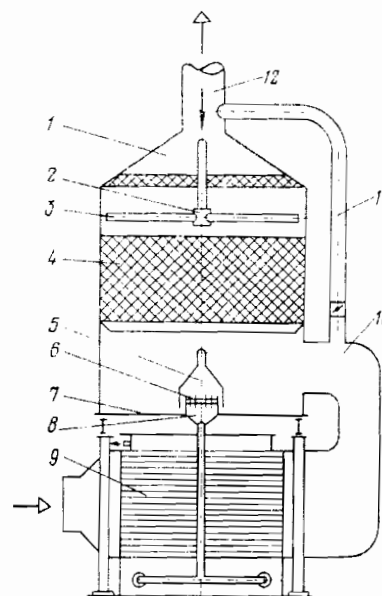


Рис. 4.22. Конструктивно-контактный теплоутилизатор конструкции НПО «Союзхимпромэнерго»:

1 - контактная часть; 2 - распределительный коллектор; 3 - оросительные трубы; 4 - теплообменный слой; 5 - дегазатор; 6 - сито; 7 - поддон; 8 - конусный бак; 9 - контактный теплообменник (поверхностная часть); 10 - газовый короб; 11 - перепускной газоход; 12 - дымовая труба

уходящих газов в таких теплообменниках не доводится до температуры точки росы и составляет 65–85 °С. Имеется опыт применения пластинчатого теплообменника в подобном режиме для нагрева химически очищенной воды или обратной тепло-сетевой воды [56].

Можно увеличить эффективность утилизации теплоты уходящих газов, доохладив их в контактном теплоутилизаторе до температуры ниже точки росы и тем самым обеспечить использование скрытой теплоты конденсации водяных паров, содержащихся в газах. Это достигается размещением в тракте уходящих газов последовательно поверхностного и контактного теплоутилизаторов. Достоинства такого сочетания проявляются также в возможности догрева в поверхностном теплоутилизаторе воды, нагретой в контактном, при последовательном включении их по воде. Вместе с тем, возможно и независимое включение теплоутилизаторов в разные водяные контуры.

Схема контактно-поверхностного теплоутилизатора для нагрева 50 т/ч воды, разработанного НПО «Союзхимпромэнерго», представлена на рис. 4.22 [57].

НПО «Техэнергохимпром» разработан контактно-поверхностный теплоутилизатор, оснащенный теплопередающим элементом регенеративного типа, который размещен в газоходе и состоит из соосно установленных на валу вращения металлических пластин, соединенных между собой металлическими стержнями*.

* А. с. 868281 СССР. Кл. F24H1/10; Б. И., 1981, № 36, с. 145.

Существуют схемы контактно-поверхностных теплоутилизаторов, в которых по ходу газов последовательно размещены вначале контактная часть, а затем — поверхностная*. В контактную камеру подается вода с температурой, близкой к температуре адиабатного насыщения газов, в результате этого газы насыщаются влагой, а процесс дальнейшего охлаждения газов и конденсация водяных паров из них происходят в поверхностном теплообменнике при подаче в него холодного теплоносителя.

4.3. Особенности применения контактных теплоутилизаторов

Подключение к теплогенераторам. Теплоутилизаторы подключают к теплогенераторам по индивидуальной (один теплогенератор — один теплоутилизатор) и групповой (несколько теплогенераторов — один теплоутилизатор) схемам. Предпочтительнее индивидуальная схема присоединения, при которой предотвращаются подсосы холодного воздуха в теплоутилизатор во время отключения одного из теплогенераторов. Групповая схема может быть принята только в существующих тепловых установках как вынужденное решение.

В некоторых случаях за одним теплогенератором (котлом) устанавливают несколько секций контактного теплоутилизатора (экономайзера), смонтированных в одном блоке или раздельно с автономным подводом и отводом воды и продуктов сгорания. Такое решение позволяет в зависимости от производительности котла или потребности в горячей воде отключать отдельные секции и таким образом поддерживать оптимальную плотность орошения (расход воды на единицу поперечного сечения контактной камеры теплоутилизатора), что способствует хорошему смачиванию поверхности насадки и равномерному распределению воды и продуктов сгорания по поперечному сечению теплоутилизатора.

Теплоутилизаторы должны быть, как правило, отключаемыми как по газам, так и по нагреваемому теплоносителю. Неотключаемая установка может быть применена лишь для индивидуальной схемы при постоянном круглосуточном и круглогодичном разборе нагреваемого теплоносителя.

При включении теплоутилизатора в газовый тракт тепловой установки возможны два варианта проектных решений: теплоутилизатор размещен по ходу газов до дымососа либо пос

ле него. В отсутствие ограничений по компоновочным или технологическим соображениям целесообразно размещение теплоутилизатора, особенно контактного, до дымососа. Работа теплоутилизатора при такой компоновке позволяет уменьшить потребление электрической мощности дымососом по сравнению с потреблением при монтаже теплоутилизатора после дымососа, а при некоторых условиях — и по сравнению с работой тепловой установки без теплоутилизатора.

В последнем случае это объясняется тем, что несмотря на увеличение аэродинамического сопротивления газового тракта, связанного с включением контактного теплоутилизатора, значительно уменьшается объемный расход уходящих продуктов сгорания, так как снижается их температура и конденсируется часть содержащихся в них водяных паров. Отношение объемных расходов продуктов сгорания при работающем V_y^t и неработающем V_k^t контактном теплоутилизаторе определяется по формуле [58]:

$$V_y^t / V_k^t = a + \left[1 + (0,0206\alpha + 0,915) \frac{p_n}{10^5 - p_n} \right] \cdot \frac{9,48\alpha - 1}{9,64\alpha + 1} \cdot \frac{273 + T_y}{273 + T_k} (1 - a), \quad (4.23)$$

где a — коэффициент байпасирования (доля газов, проходящих мимо контактного теплоутилизатора); α — коэффициент избытка воздуха в газах перед дымососом; p_n — парциальное давление водяных паров в газах перед дымососом, Па; T_k , T_y — абсолютные температуры газов соответственно до и после теплоутилизатора (перед дымососом), К.

Величину V_y^t / V_k^t можно определить по номограмме (рис. 4.23), построенной на основе зависимости (4.23). При построении номограммы принято, что уходящие газы насыщены, а величина p_n определена в зависимости от температуры уходящих газов t_y .

Если уходящие газы на выходе из контактного теплоутилизатора не достигают полного насыщения, то V_y^t / V_k^t определяется по номограмме в зависимости от температуры точки росы уходящих газов t_p .

Если пренебречь изменением к.п.д. дымососа (η_d) при включении контактного экономайзера, то, применяя формулу (4.23), можно определить отношение аэродинамических сопротивлений контактного экономайзера H_y и котлоагрегата H_k :

$$\frac{H_y}{H_k} = \frac{1 - V_y^t / V_k^t}{V_y^t / V_k^t}. \quad (4.24)$$

Величину H_y / H_k также можно определить по номограмме (рис. 4.23). Отношение H_y / H_k позволяет найти максимальное

* А.с. 1096444 СССР. Кл. F22B37/54; Б.И., 1984, № 21, с. 114.

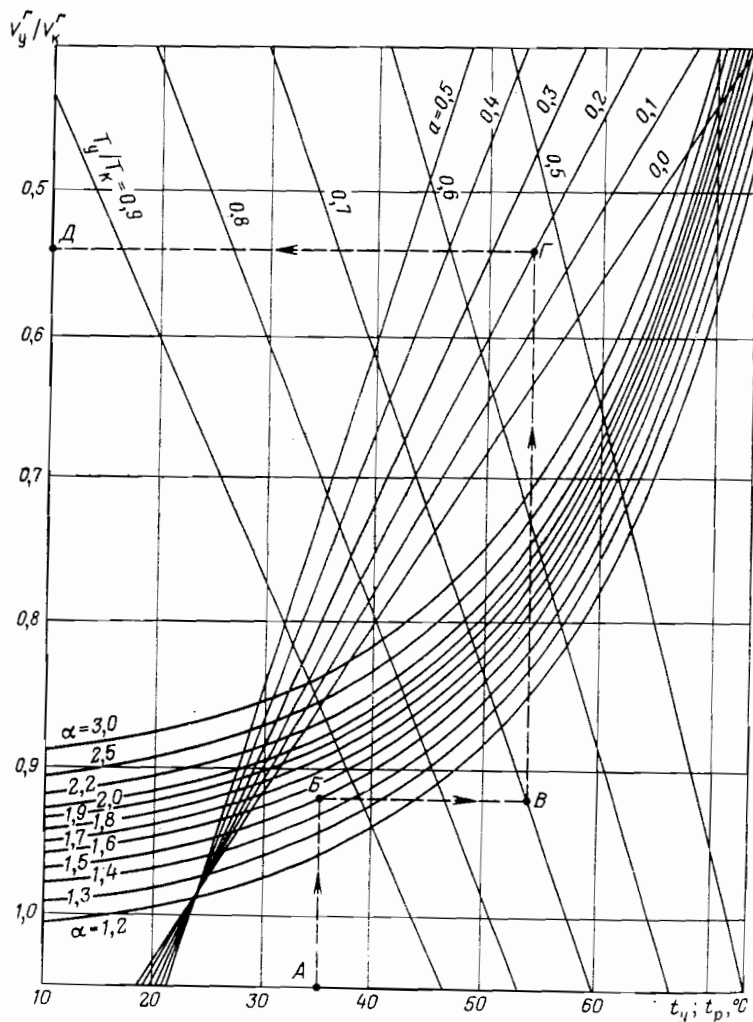


Рис. 4.23. Номограмма для определения отношения V_y^r/V_k^r в зависимости от коэффициента избытка воздуха α , температуры газов t_y (или температуры точки росы t_p) за контактным теплоутилизатором, от отношения абсолютных температур газов после и до теплоутилизационной установки T_y/T_k и коэффициента байпасирования a

аэродинамическое сопротивление контактного теплоутилизатора, при котором потребление электрической мощности дымососом не увеличивается.

Если располагаемое аэродинамическое сопротивление контактного теплоутилизатора H_y^p не равно величине H_y , то изменение электрической мощности, потребляемой дымососом, определяется по зависимости:

$$\Delta N = \frac{(H_y^p - H_y) V_y^r}{102 \cdot 3600 \eta_1} \quad (4.25)$$

Положительное значение ΔN свидетельствует об увеличении электрической мощности, потребляемой дымососом, отрицательное — об уменьшении.

Номограмма (рис. 4.23) и зависимость (4.24) позволяют оценивать изменение электрической мощности, потребляемой дымососом, при включении в газовый тракт тепловой установки контактного теплоутилизатора.

Уменьшение объема уходящих газов приводит к уменьшению аэродинамического сопротивления газового тракта за контактным теплоутилизатором. Однако следует учитывать, что этот эффект несколько снижается за счет уменьшения самотяги дымовой трубы при понижении температуры газов.

При теплоутилизаторе на напорной стороне дымососа во многих случаях (за исключением тех, когда существующий дымосос имеет соответствующий запас по напору) потребуется замена дымососа или его двигателя другими, более мощными.

Таким образом можно заключить, что по энергетическим и экономическим показателям размещение теплоутилизатора на всасывающей стороне дымососа предпочтительнее. Монтаж теплоутилизатора на напорной стороне дымососа может быть продиктован лишь, как уже упоминалось, компоновочными соображениями.

Для повышения стабильности работы газового тракта в отдельных случаях применяют контактные теплоутилизаторы с автономными дымососами и металлическими дымовыми трубами, работающими параллельно с основными дымососами котельной и общей дымовой трубой. Такое решение позволяет использовать в качестве дымососов обычные центробежные вентиляторы, а дымовые трубы изготавливать из тонколистовой стали с антикоррозионным покрытием или из неметаллических влагоупорных материалов.

Аналогичное решение иногда принимают для тепловых установок с естественной тягой [59]. Если в таких котельных продукты сгорания после контактных экономизеров возвра-

щаются в общий боров, то необходимо нагнетательный газоход после дымососа контактного экономайзера подключать к дымовой трубе или к общему борову, используя для этого разделительную стенку, что в некоторых случаях при соответствующей конструкции узла присоединения может даже улучшить тягу в котельной (эффект эжекции).

Теплоутилизаторы можно располагать как в помещении котельной, так и вне здания. Независимо от места размещения теплоутилизатор и газоходы должны покрываться слоем теплоизоляции, а на открытых площадках их покрывают дополнительно (поверх тепловой изоляции) слоем гидронизации. Предусматриваются также другие мероприятия, осуществляемые обычно при открытом размещении оборудования.

Чтобы предотвратить или уменьшить конденсацию остаточных водяных паров в дымовой трубе и наружных газоходах, иногда газы пропускают через байпасный газоход. При этом необходимо стремиться к минимальному расходу байпасируемых газов, обеспечивающему надежную работу наружных газоходов и дымовой трубы. Для этого устанавливают датчик температуры на внутренней поверхности стенки дымовой трубы и датчик температуры точки росы в газоходе перед дымовой трубой. В случае приближения температуры стенки дымовой трубы к температуре точки росы газов подается импульс на открытие заслонки на байпасном газоходе*.

Количество байпасируемых газов можно определить также аналитически. В зависимости от конструкции газоходов и дымовой трубы, а также параметров наружного воздуха задаются температурой точки росы смеси газов $t_{р}$. По этой температуре, а также по температуре газов за контактным теплоутилизатором и их коэффициенту избытка воздуха или влагосодержанию по номограмме на рис. 4.24, можно определить необходимый коэффициент байпасирования α [60]. При байпасировании увеличивается разность между температурой смеси газов $t_{см}$ и температурой их точки росы $\Delta t_{р} = t_{см} - t_{р}^{см}$.

При заданной температуре точки росы для определения величины $\Delta t_{р}$ необходимо знать температуру смеси газов, которая определяется по формуле:

$$t_{см} = \frac{I_{г}(1-\alpha) + I_{к}\alpha - 593,7 X_{см}}{0,24 + 0,43 X_{см}}, \quad (4.26)$$

где $X_{см}$ — влагосодержание смеси газов, кг/кг сухих газов; определяется по номограмме рис. 4.24.

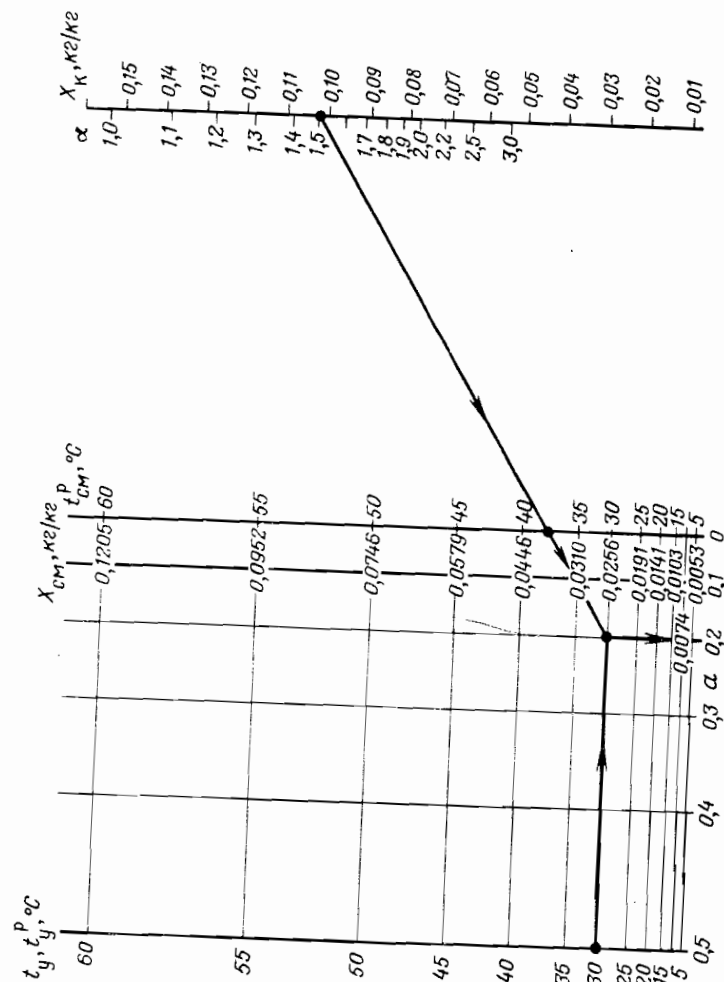


Рис. 4.24. Номограмма для определения температуры точки росы смеси газов $t_{р}^{см}$ перед дымовой трубой

* А.с. 1021869 СССР. К.л. F22B33 18; Б.И., 1983. № 21. с. 99.

Байпасирование части газов приводит к уменьшению теплопроизводительности установки. К тому же при байпасировании не только увеличивается температура смеси газов, но и их влагосодержание, поэтому этот метод не всегда может дать положительный эффект, особенно в зимний период в холодных климатических поясах.

В случае размещения контактных теплоутилизаторов за котлами, имеющими воздухоподогреватели, можно подмешивать к уходящим из контактного теплоутилизатора газам небольшое количество горячего воздуха. Преимущество подмешивания горячего воздуха заключается, в первую очередь, в том, что воздух имеет существенно меньшее влагосодержание, чем газы, уходящие, например, из котельного агрегата (соответственно 8–10 и 100–130 г/кг). Поэтому при подмешивании горячего воздуха снижаются влагосодержание и относительная влажность смеси уходящих газов и увеличивается разность между температурой газов и их температурой точки росы Δt_p . Многолетний успешный опыт подмешивания горячего воздуха к газам, выходящим из контактного теплоутилизатора (экономайзера), на Первоуральской ТЭЦ свидетельствует о целесообразности такого решения [48].

Для повышения эффективности работы тепловой установки с контактным теплоутилизатором целесообразно применить специальный воздухоподогреватель, размещаемый в байпасном газопроводе уходящих газов*, что обеспечивает необходимую подсушку газов при минимуме потерь теплоты, используемой для собственных нужд. Можно также подмешивать воздух из верхней зоны котельной, имеющий температуру более 40 °С летом и 25–30 °С зимой [61]. Поскольку влагосодержание воздуха невелико, газы при этом подсушиваются, относительная влажность и влагосодержание их уменьшаются, а величина Δt_p несколько увеличивается.

Уходящие из контактного теплоутилизатора газы можно подсушивать, пропуская их через поверхностный теплообменник, обогреваемый газами до поступления в контактный теплоутилизатор [61].

Обеспечение надежной работы наружных газопроводов и дымовой трубы при минимальных потерях теплоты на подсушку газов возможно также при снижении содержания влаги в уходящих газах (после контактного теплоутилизатора). Влага в газах находится в виде мелких капель (брызг) и водяных паров. Для предотвращения выноса из аппарата этих капель необхо-

димо, чтобы скорость газов в контактной камере не превышала так называемых критических значений, зависящих от размеров элементов насадки, способа их укладки, плотности орошения водой и других факторов.

Присоединение к потребителям. Эффективность работы теплоутилизатора в значительной степени зависит от схемы присоединения его к потребителям. Для поверхностного теплоутилизатора выбор схемы сводится, главным образом, к определению его места в системе теплоснабжения.

Особенности контактных теплоутилизаторов (разрыв струи, ограничение по температуре нагретой воды, изменение качества воды) обуславливают схему присоединения в зависимости от требований потребителя. Разрыв струи при прохождении жидкостью (водой) контактной камеры предопределяет необходимость применения перекачивающего насоса, забирающего жидкость (воду) из поддона контактного теплоутилизатора. Ограничение по температуре нагретой воды вызывает в ряде случаев необходимость включения в тепловую схему теплообменника догрева либо применения контактно-поверхностного теплоутилизатора.

Качество воды, подогретой контактным способом, является существенным фактором, определяющим характер присоединения теплоутилизатора к потребителям. Для контактного нагрева воды в большинстве случаев используют продукты сгорания природного газа. Установлено, что вода при соприкосновении с газами значительных изменений не претерпевает. Объясняется это следующим:

а) продукты сгорания природного газа большинства месторождений не содержат сернистых соединений;

б) сжигание газа в нормальных условиях происходит без образования сажи;

в) продукты полного сгорания газа — диоксид углерода, водяные пары, азот и кислород, из которых в воде растворяются диоксид углерода и кислород — являются безвредными;

г) продукты неполного сгорания — оксид углерода, водород и метан — образуются в незначительном количестве и в воде растворяются плохо.

Тем не менее, когда качество нагретой контактным способом воды не соответствует установленным требованиям, необходимо применять двухконтурную (независимую) схему присоединения теплоутилизатора к потребителю, т.е. схему с промежуточным теплообменником.

Весьма важными показателями качества воды являются содержание кислорода и свободного диоксида углерода, а также

* А.с. 1086296 СССР. Кл. F22B1/18; в Б.И., 1984, № 14, с. 136.

рН. Многочисленными анализами установлено, что содержание свободного диоксида углерода в воде на выходе из контактных теплоутилизаторов в большинстве случаев выше, чем в исходной воде.

Содержание кислорода в воде при контактном подогреве уменьшается. Однако вследствие увеличения содержания CO_2 коррозионная активность воды повышается. При бикарбонатной щелочности более 1 мг-экв/л увеличение содержания CO_2 не приводит к заметному уменьшению рН воды; в ряде случаев этот показатель остается таким же или выше рН исходной воды.

Установлена весьма малая стойкость газов в воде. Так, количество диоксида углерода, растворенного в процессе подогрева, быстро уменьшается в сборном баке. В воде, поступающей к потребителям (после сборного бака), содержание диоксида углерода примерно в два раза меньше. Кроме того, оно резко уменьшается с повышением температуры воды.

Вода с повышенным содержанием диоксида углерода может при определенных условиях быть коррозионно активной, что особенно нежелательно при протяженной сети трубопроводов, в которые поступает нагретая контактным способом вода. В таких случаях необходимо удалить свободный диоксид углерода (выполнить декарбонизацию) продувкой воздухом нагретой воды при их контакте в слое насадки, например, из керамических колец. Свободный диоксид углерода удаляют в выносных декарбонизаторных колонках, либо во встроенных в корпус контактного теплоутилизатора декарбонизаторах. Продувка воздухом обеспечивается либо тягой, создаваемой дымососом (при размещении контактного теплоутилизатора на всасывающей стороне дымососа), либо под воздействием напора, развиваемого специально установленным вентилятором (при размещении теплоутилизатора на напорной стороне дымососа).

Снижение температуры воды в процессе декарбонизации не превышает 1,5–2 °С. Для уменьшения потерь теплоты в процессе продувки рекомендуется использовать теплый воздух, забираемый, например, из верхней зоны котельной.

Конструкция декарбонизаторной колонки (КД), разработанной во НИИСТе представлена на рис. 4.25. Техническая характеристика декарбонизаторных колонок дана в табл. 4.3.

В зависимости от местных условий режима потребления воды, расположения контактного теплоутилизатора, высоты помещения и других факторов возможны различные схемы присоединения теплоутилизатора к потребителям (рис. 4.26).

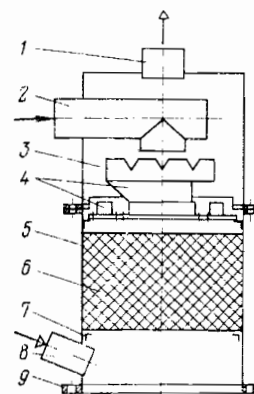


Рис. 4.25. Декарбонизаторная колонка КД:

1 - патрубок отвода газовой смеси; 2 - патрубок подвода воды; 3 - верхняя секция; 4 - двухъярусный водораспределитель; 5 - нижняя секция; 6 - насадочный слой (высотой 0,5 м из керамических колец КК-25); 7 - опорная решетка; 8 - патрубок для подвода воздуха; 9 - фланец для присоединения к баку

Схемы с непосредственной раздачей воды потребителям (рис. 4.26, а и б) применяют при равномерном и постоянном потреблении воды в количестве, соответствующем производительности теплоутилизатора.

В случае неравномерного потребления воды применяют схему (рис. 4.26, в) с обеспечением свободного слива воды из теплоутилизатора в сборный (аккумуляторный) бак. Для этих же условий при невозможности установки бака ниже теплоутилизатора используют схему, приведенную на рис. 4.26, г. Если проектом предусмотрено несколько контактных теплоутилизаторов с нагревом воды до одинаковой температуры, то можно установить один общий бак.

Наиболее надежна в эксплуатационных условиях схема, показанная на рис. 4.26, в. Надежность работы схем, представленных на рис. 4.26, а, б и г, обеспечить сложнее, так как емкость поддона контактного теплоутилизатора незначительна по сравнению с общим расходом воды, что затрудняет автоматизацию работы перекачивающего насоса. Емкость сборного

Таблица 4.3. Техническая характеристика декарбонизаторных колонок

Характеристика	Колонка	
	КД-0,6	КД-0,8
Производительность по воде, кг/с (т/ч)	4,15 (15)	8,30 (30)
Расход продуваемого воздуха на 1 т воды, м ³	15	15
Снижение содержания свободного CO_2 , кг/м ³	0,075	0,075
Аэродинамическое сопротивление, Па	150	150
Габаритные размеры, м:		
диаметр D	0,574	0,816
длина L	0,748	0,990
высота H	1,280	1,434
Масса, кг:		
металлической части	95,5	136,6
керамических колец	70	140
общая	165,5	276,6

(аккумуляторного) бака определяют, исходя из режима потребления нагреваемой воды. Учитывая необходимость максимальной экономии топлива, следует стремиться к обеспечению круглосуточной работы теплоутилизатора.

При повышенных требованиях к качеству нагреваемой воды контактный теплоутилизатор присоединяют к потребителям теплоты через выносные промежуточные теплообменники (схемы на рис. 4.26, *г* и *с*). Для первоначального заполнения циркуляционного контура контактный теплоутилизатор — промежуточный теплообменник поддон контактного теплоутилизатора или бак снабжают патрубком скоростного наполнения. Кроме того, в поддоне теплоутилизатора или в баке устанавливают поплавковый клапан для подпитки циркуляционного контура водой в случае больших потерь. В нижних и верхних точках контура предусматривают патрубки с вентилями для спуска воды и выпуска воздуха.

При остановке циркуляционного насоса (в случае отключения установки) вода из трубопроводов стекает в поддон контактного теплоутилизатора или в бак, и часть ее через переливной патрубок может удаляться в канализацию. При последующем пуске циркуляционного насоса необходимо одновременно открывать линию скоростного наполнения, чтобы предотвратить опорожнение поддона.

Промежуточный теплообменник обычно рассчитывают на разность температур 10–15 °С; соотношение расходов воды циркуляционного контура $W_{\text{ц}}$ и воды, поступающей потребителю $W_{\text{п}}$, принимается в пределах $W_{\text{ц}}/W_{\text{п}} = 1,2–1,4$ [62].

Достоинства независимых схем присоединения контактных теплоутилизаторов к потребителям теплоты (при помощи промежуточных теплообменников) следующие:

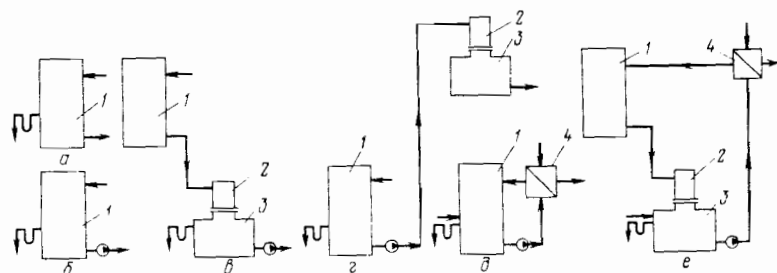


Рис. 4.26. Основные схемы присоединения контактных теплоутилизаторов к потребителям:

1 — контактный теплоутилизатор; 2 — декарбонизаторная колонка; 3 — бак; 4 — промежуточный теплообменник.

обеспечение неизменно высокого качества горячей воды независимо от полноты сгорания топлива (природного газа); независимость работы контактного теплоутилизатора от давления воды в водопроводе и от расхода воды потребителями;

возможность кратковременной работы на продуктах сгорания жидкого топлива (если весь тракт первого контура защищен от серноокислотной коррозии).

Недостатками схем с промежуточными теплообменниками являются:

снижение тепловой мощности контактной камеры;
более низкая температура воды, поступающей к потребителю;

необходимость в дополнительном теплообменнике, что повышает капитальные затраты;

некоторое усложнение обслуживания в период пуска и остановки экономайзера и необходимость периодической очистки теплообменника.

Для повышения эффективности установки рекомендуется применять скоростные водоводяные промежуточные теплообменники, включенные по противоточной схеме, что позволяет глубоко охладить воду на входе в экономайзер и максимально повысить температуру воды.

Особенности применения контактных теплоутилизаторов при использовании продуктов сгорания мазута. Эффективность применения контактных теплоутилизаторов при использовании продуктов сгорания мазута ниже, чем при использовании продуктов сгорания газа. В табл. 4.4 приведены сравнительные величины экономии топлива в газомазутных котлах при использовании контактных теплоутилизаторов [63].

Ухудшение эксплуатационных показателей контактных теплоутилизаторов объясняется низким влажностным содержанием продуктов сгорания и коррозионной активностью воды, нагретой при непосредственном контакте с продуктами сгорания мазута.

Большинство газифицированных котельных имеют мазут в

Таблица 4.4. Экономия топлива при использовании контактных теплоутилизаторов

Температура продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор, °С	Экономия топлива при использовании теплоты продуктов сгорания, %	
	природного газа	мазута
100	9–11	5–7
150	12–14	8–10
200	14–16	10–12
250	20–22	16–18

качестве резервного топлива. При переходе котельной на резервное топливо обычно контактные теплоутилизаторы отключают по газовому тракту. Однако при наличии промежуточного контура и обеспечении соответствующей антикоррозионной защиты контактные теплоутилизаторы можно и не отключать.

Эффективность применения контактных теплоутилизаторов на тех или иных продуктах сгорания прежде всего определяется их влагосодержанием. По сравнению с влагосодержанием продуктов сгорания природного газа влагосодержание продуктов сгорания мазута ниже. Для этих продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,5$ влагосодержание соответственно равно 0,100 и 0,060 кг/кг сухих газов. Пониженное влагосодержание продуктов сгорания мазута приводит к снижению температуры адиабатного насыщения, которая при $\alpha = 1,5$ и 150°C равна всего 56°C , а температура точки росы для этих параметров продуктов сгорания равна 43°C [64]. В реальных условиях температура нагрева воды в контактных теплоутилизаторах, использующих продукты сгорания мазута, составляет $40\text{--}45^\circ\text{C}$.

Качество воды, нагретой при прямом контакте с продуктами сгорания мазута, ухудшается, поскольку в продуктах сгорания содержится сера. Сера присутствует в продуктах сгорания мазута в основном в виде SO_2 . Однако это соединение не оказывает существенного влияния на коррозионную активность воды вследствие низкой растворимости. Так, по данным [65] при содержании SO_2 в продуктах сгорания $0,2\%$ и температуре воды $40\text{--}50^\circ\text{C}$ растворимость SO_2 составляет 0,2–0,17 г/л. При содержании в продуктах сгорания мазута кислорода может происходить окисление SO_2 в SO_3 . Образовавшийся SO_3 при температуре продуктов сгорания ниже $300\text{--}330^\circ\text{C}$ взаимодействует с водяными парами, образуя пары серной кислоты H_2SO_4 . При температуре продуктов сгорания ниже 200°C практически весь SO_3 переходит в H_2SO_4 .

Конденсируясь из продуктов сгорания, H_2SO_4 попадает в воду и образует раствор серной кислоты. Концентрация серной кислоты в конденсате является функцией температуры поверхности конденсации и при температуре ее $45\text{--}55^\circ\text{C}$ находится в пределах 20–40%. В том случае, когда температура поверхности конденсации ниже температуры точки росы водяных паров, концентрация серной кислоты в конденсате резко снижается, так как кислота разбавляется водяным конденсатом.

Как показали исследования качества воды, циркулирующей в промежуточном контуре теплоутилизатора (контактный теплоутилизатор – промежуточный теплообменник), водородный

показатель pH изменяется от 2,7 (через 0,5 ч после пуска теплоутилизатора) до 1,75 (через 12 ч после пуска теплоутилизатора). При работе теплоутилизатора по разомкнутой схеме pH воды изменяется от 7,3 (исходная вода) до 3,0 (вода, нагретая продуктами сгорания мазута).

Коррозионная стойкость корпуса и узлов теплоутилизатора является весьма важным показателем, характеризующим надежность теплоутилизатора при работе на продуктах сгорания мазута. В экспериментальной установке НИИСТА внутренняя поверхность корпуса теплоутилизатора была покрыта антикоррозионным покрытием (алюминирование методом газотермического напыления с последующей пропиткой эпоксидным лаком). Это покрытие оказалось довольно надежным и его можно рекомендовать для практического применения. Так, показатель скорости коррозии индикаторов с этим покрытием составлял 0,023 мм/год, а без покрытия 5,6–11,6 мм/год.

Все способы сжигания мазута, приводящие к повышению содержания водяных паров в продуктах сгорания, улучшают теплотехнические показатели контактных теплоутилизаторов, устанавливаемых за котлоагрегатами. Особенно эффективно размещение контактных теплоутилизаторов за котлоагрегатами, сжигающими водомазутные эмульсии. Так, при содержании 30% воды в водомазутной эмульсии влагосодержание продуктов сгорания при $\alpha = 1,5$ равно 0,075 кг/кг сухих газов, а температура их точки росы -47°C . Кроме этого, в продуктах сгорания снижается содержание золы и оксидов серы.

Применение контактного теплоутилизатора с промежуточным контуром позволяет сконденсировать и использовать влагу, содержащуюся в них. Использование такого конденсата, полученного в контактных теплоутилизаторах, работающих на мазуте, как правило, затруднено из-за его повышенной кислотности. Однако в котельных, работающих на водомазутной эмульсии, конденсат может быть использован для приготовления водомазутной эмульсии в эмульгаторах*.

Снижение коррозионной активности воды циркуляционного контура (контактный теплоутилизатор – промежуточный теплообменник), путем повышения pH воды, достигается в паровых котельных при подмешивании воды непрерывной продувки котлов в циркуляционный контур**. Подобное решение было применено в одной из отопительных котельных г. Цесиса (Латв. ССР), оборудованной контактным

* А.с. 989233 СССР, Кл. F22B33/18; Б.И., 1983, № 2, с. 137.

** А.с. 1182236 СССР, Кл. F22B33/18; Б.И., 1985, № 36, с. 137.

теплоутилизатором. Опыт годичной эксплуатации установок показал, что в этом случае заметных следов коррозии циркуляционного контура не наблюдалось. Подача воды непрерывной продувки парового котла в циркуляционный контур контактного теплоутилизатора обеспечивала поддержание значения рН равным 6–6,5.

Глава 5

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Традиционная система теплоснабжения включает источник теплоты (ТЭЦ, котельная), в котором расходуется топливо, потребителей теплоты и тепловые сети. В настоящее время сложилась определенная шкала параметров теплоносителей, подводимых от внешних источников теплоснабжения к промышленным предприятиям; для химических предприятий – это пар в основном с давлениями в источнике 0,7; 1,2; 1,6; 2,5 МПа и горячая вода с расчетными температурами 150–130 °С. В теплоприемниках перед конечной стадией потребления энергии, как правило, производится снижение параметров подведенных теплоносителей до уровня, необходимого конечным потребителям теплоты.

В гл. 1 показано, что 90% всей теплоты, используемой на предприятиях химической промышленности, на конечной стадии потребления является низкопотенциальной. Температура основной части технологических процессов не превышает 150 °С, а конечные температуры теплоносителей санитарно-технических систем (воздух для отопления и вентиляции, горячая вода хозяйственно-бытового горячего водоснабжения) обычно в пределах 25–70 °С.

Такие системы, в которых сжигается в котлах органическое топливо, чтобы в конечном итоге нагреть воздух, подаваемый в производственные помещения, до 25–40 °С, в своей основе являются неэффективными, поскольку в них энергия первичного топлива используется только на 10–15%.

Для повышения эффективности использования энергии первичного топлива необходимо стремиться к созданию систем с большим соответствием температур теплоносителей в источнике и у потребителей теплоты.

Само понятие «система» (от греческого *système* – целое, со-

ставленное из частей) – это согласно [27] множество элементов, находящихся в отношениях и связях друг с другом, образующих определенную целостность, единство. Такое толкование понятия «система» полностью можно отнести к системам теплоснабжения с любым источником теплоты, от которого отводится теплота с целью ее полезного использования.

Довольно часто схемы потребителей теплоты и условия их эксплуатации рассматривают без связи с источником теплоты. Как правило это приводит при эксплуатации к значительному снижению технико-экономических показателей источника теплоты, сравнительно с расчетными. Еще в большей степени такое отрицательное влияние на конечную эффективность проявляется при использовании ВЭР, когда потребители утилизируемой теплоты проектируются отдельно от их источников.

Использование на конечной стадии потребления в основном теплоты с относительно низкими температурами является базой для широкой утилизации низкопотенциальных ВЭР на химических предприятиях и повышения термодинамической эффективности систем теплоснабжения в целом.

Поскольку особенно низка эффективность использования первичного топлива при обеспечении теплотой отопительно-вентиляционных систем от котельных, представляло интерес проверить возможность и технико-экономическую целесообразность создания низкотемпературной системы теплоснабжения, в которой температура теплоносителя в источнике близка к температуре нагреваемых потоков на конечной стадии потребления теплоты.

5.1. Системы теплоснабжения с источниками и потребителями низкопотенциальной теплоты

Технические разработки по утилизации низкопотенциальной теплоты продуктов сгорания в котельных известны уже много лет. Например, в котельных небольшой и средней мощности устанавливают контактные экономайзеры, которые успешно эксплуатируются. Получаемая в контактных экономайзерах горячая вода с температурой 50–55 °С используется в системах хозяйственно-бытового горячего водоснабжения и технологии. Однако широкого применения в котельных промышленных предприятий контактные экономайзеры не нашли, несмотря на их высокую эффективность, что связано с относительно небольшими нагрузками. Вместе с тем крупным потребителем горячей воды с температурой 50–55 °С могут быть отопительно-вентиляционные системы химических предприятий.

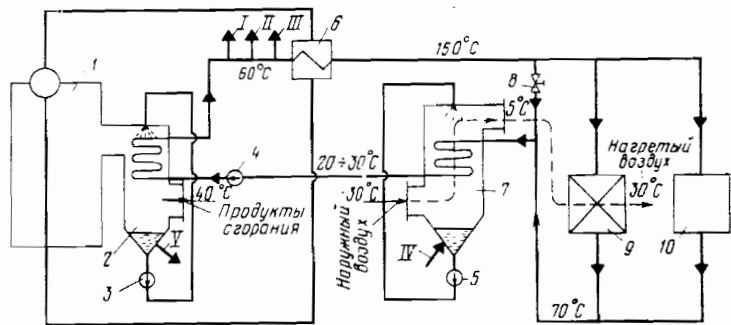


Рис. 5.1. Схема теплоснабжения с контактными теплообменниками в газоходе котла и воздуховоде приточной отопительно-вентиляционной установки потребителей теплоты:

I – вода к технологическим потребителям; II – вода в систему горячего водоснабжения; III – вода на собственные нужды котельной; IV – подпитка водопроводной водой; V – отвод конденсата; 1 – котел; 2 – контактный теплообменник-утилизатор (КТУ); 3, 4, 5 – насосы; 6 – теплообменник; 7 – контактный теплообменник-воздухонагреватель (КТВ); 8 – регулятор расхода; 9 – калорифер; 10 – отопительные приборы

На рис. 5.1 показана схема теплоснабжения* с контактными теплообменниками в газоходе котла и воздуховоде приточной отопительно-вентиляционной установки потребителей теплоты, принятая на одном из химических предприятий.

Основной особенностью схемы является то, что контактные теплообменники-утилизаторы (КТУ) размещены в газоходах котлов, а контактные теплообменники-воздухонагреватели (КТВ) – в воздуховодах приточных установок потребителей теплоты и включены в один циркуляционный контур.

Подобная система теплоснабжения спроектирована для действующего предприятия с общей производительностью паровых котлов 375 т/ч, исходя из необходимости обеспечения следующих нагрузок: 120 МВт – пар давлением 0,5–2,5 МПа для технологических нужд; 52 МВт – горячая вода на отопление и вентиляцию и 5 МВт – горячая вода для хозяйственно-бытовых потребителей. Возврат конденсата в источник теплоснабжения составляет 50%.

Рассмотрение интервалов нагрева различных потоков системы теплоснабжения для указанных тепловых нагрузок показало, что для первой ступени подогрева некоторых потоков (табл. 5.1) можно использовать низкопотенциальную теплоту.

Таблица 5.1. Возможное потребление горячей воды с температурой 55 °С в системе теплоснабжения

Потоки	Интервал подогрева потока, °С	Максимальная нагрузка, МВт	Годовая нагрузка, ГДж/год
Воздух, нагреваемый в приточных установках отопительно-вентиляционных систем потребителей	От – 30 до 5	37,0	210 000
Вода для системы горячего водоснабжения	» 10 » 50	5,8	67 000
Питательная вода паровых котлов (компенсация невозврата конденсата)	» 10 » 40	2,9	88 000
Подпиточная вода закрытой системы теплоснабжения	» 10 » 40	2,3	42 000
Всего:		48,0	407 000

в том числе воду, нагреваемую в КТУ, установленных на тракте продуктов сгорания за котлами.

При общей паропроизводительности котлов 375 т/ч и охлаждении продуктов сгорания до 40 °С в номинальном (расчетном) режиме на КТУ можно получить 37,1 МВт горячей воды с температурой 55 °С.

Поскольку оказалось, что тепловая мощность КТУ (37,1 МВт) меньше общей потребности в горячей воде с температурой 55 °С (48,0 МВт), предусмотрено использовать утилизируемую теплоту прежде всего в узлах с максимальным числом часов потребления. И все же более половины тепловой мощности КТУ расходуется на отопление и вентиляцию (26,1 МВт). В этом случае основным условием, обеспечивающим расчетную мощность КТУ, является достаточно низкая температура обратной сетевой воды системы теплоснабжения (не выше 40 °С).

Обеспечить такую температуру обратной сетевой воды возможно путем установки у потребителей дополнительных калориферов, что значительно увеличит металлоемкость системы и одновременно повысит вероятность замораживания калориферов. Более рациональное решение – установка КТВ с насадочной контактной камерой из неметаллических материалов. Такой отопительно-вентиляционный агрегат успешно эксплуатируется с 1983 г. на одном химическом предприятии. При этом температура обратной сетевой воды поддерживается в пределах 20–30 °С.

Поскольку при установке КТУ и КТВ, с одной стороны, увеличиваются капитальные вложения на создание приточных камер производственных помещений, с другой стороны, умень-

* А.с. 700749 СССР. Кл. F24D9/00; Б.И., 1979, № 44, с. 151–152.

шаются эксплуатационные затраты и капитальные вложения в котельное и теплообменное оборудование, а также в тепловые сети, целесообразно сравнить некоторые показатели (табл. 5.2) для двух вариантов системы теплоснабжения предприятия: традиционного и с установкой КТУ и КТВ при расчетной максимально-часовой нагрузке отопительно-вентиляционных систем 52,2 МВт.

Следует отметить, что показатели системы с КТУ и КТВ могут быть существенно улучшены (сравнительно с приведенными в табл. 5.2) при выполнении узлов с контактными теплообменниками по схемам, представленным на рис. 5.10.

Для создания системы теплоснабжения с источником и потребителями низкопотенциальной теплоты необходимы два условия: наличие достаточного количества тепловой воды с температурой выше 25°C и установка у потребителей устройств, позволяющих использовать теплоноситель с такой температурой. Особенно велики возможности использования низкопотенциальной теплоты в холодный период года.

Поскольку значительная часть промышленных предприятий в нашей стране находится в районах достаточно с низкими расчетными температурами наружного воздуха, а также наличие на предприятиях огромного количества ВЭР в виде тепловой воды систем охлаждения технологического оборудования (СОТО), вполне оправдан интерес к полезному использованию этой теплоты.

Обычно для охлаждения технологического оборудования предусматривают строительство систем оборотного водоснабжения (СОВ), в которых оборотная вода охлаждается, как правило, в вентиляторных градирнях. При этом круглый год в окружающую среду отводится значительное количество теплоты, а с испарением, уносом и продувкой теряется 5–7% потребляемой на охлаждение воды. Вода таких систем с температурой 30–60°C практически не содержит вредных и агрессивных веществ и может использоваться при создании комбинированных систем утилизации теплоты СОТО на базе серийно выпускаемого оборудования. В частности, теплоту воды СОТО можно утилизировать для нагрева наружного воздуха в приточных установках систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В гл. 1 показано, что в химической промышленности потребности систем отопления и вентиляции составляют 20–30% от общего потребления теплоты. На машиностроительных предприятиях эта доля еще выше. Так, на Волжском автомобильном заводе им. 50-летия СССР расчетный расход теплоты

Таблица 5.2. Сравнение показателей традиционной системы теплоснабжения и системы с контактными теплообменниками

Показатели	Варианты		Отношение показателей варианта 2 к варианту 1, %
	традиционная система (1)	система с контактными теплообменниками (2)	
Расчетная максимальная нагрузка, МВт	52,2	52,2	100
в том числе покрываемая за счет ВЭР	—	26,1	—
Расчетные температуры сетевой воды, °C			
прямой	150	150	100
обратной	70	30	43
Расчетный температурный перепад теплоносителя, используемый потребителями теплоты, °C	80	120	150
Количество теплоты, подводимое к потребителям			
в течение отопительного периода, тыс. ГДж	458	466	101,8
в том числе за счет использования ВЭР	—	105	—
Удельные строительные площади приточных камер в корпусах-потребителях теплоты, м ² /МВт	61,2	90,5	148
Удельная металлоемкость, т/МВт			
теплообменных аппаратов	3,82	2,58	67,7
внешних тепловых сетей	5,0	3,97	79,3
Удельные капитальные вложения на сооружение, тыс. руб./МВт			
внутрикорпусных систем	5,06	6,80	1,34
внешних тепловых сетей	3,91	3,39	86,6
контактных теплообменников в источнике теплоснабжения	—	3,96	—
паровых котлов в источнике теплоснабжения	12,93	—	—
системы в целом	21,9	14,5	64,6
Общие капитальные вложения в систему теплоснабжения, тыс. руб.	1133,45	738,90	64,20
Расход топлива, тыс. т усл. топлива	20,46	18,86	92,2

на отопление и вентиляцию составляет 1280 МВт при общей потребности 1750 МВт [66], что обусловлено высокой кратностью воздухообмена в производственных помещениях. В крупных корпусах машиностроительных заводов удельные расходы приточного воздуха (отнесенные к 1 м² площади здания) составляют 40–65 м³ (ч·м²). В других отраслях промышленности (химическая, металлургическая, нефтеперерабатываю-

шая и др.) кратность воздухообмена в производственных цехах может быть еще выше.

Для охлаждения технологического оборудования применяют СОВ открытого типа, когда технологическое оборудование непосредственно (без водоподогревателя) соединено с градирнями в один циркуляционный контур оборотного водоснабжения, или закрытого типа, когда технологическое оборудование и градирни включены в независимые циркуляционные контуры, проходящие через общий теплообменник.

В комбинированной системе утилизации теплоты СОТО контур нагревания низкотемпературного теплоносителя целесообразно присоединять независимо (через водоподогреватель) по отношению к СОВ, так как качество оборотной воды может не соответствовать требованиям теплоиспользующей системы. При этом в зависимости от конкретных условий возможны различные сочетания систем охлаждения и нагревания [66]: открытые двухконтурные (рис. 5.2, а), включающие независимые циркуляционные контуры нагревания низкотемпературного теплоносителя I и охлаждения технологического оборудования II; закрытые двухконтурные (рис. 5.2, б), когда создаются независимые циркуляционные контуры охлаждения технологического оборудования и нагревания низкотемпературного теплоносителя I и оборотного водоснабжения II; закрытые трехконтурные (рис. 5.2, в), включающие независимые циркуляционные контуры нагревания низкотемпературного теплоносителя I, охлаждения технологического оборудования II и оборотного водоснабжения III.

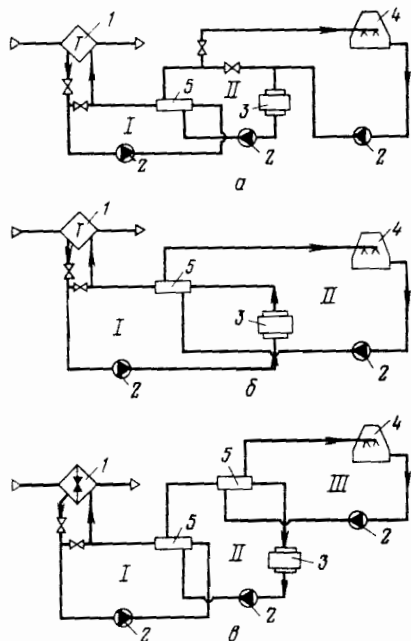


Рис. 5.2. Системы утилизации теплоты охлаждаемого технологического оборудования:

а — открытая двухконтурная; б — закрытая двухконтурная; в — закрытая трехконтурная; 1 — теплоутилизатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — технологическое оборудование; 4 — градирня; 5 — водоподогреватель.

В контуре потребления утилизируемой теплоты (рис. 5.2, б) в качестве промежуточного теплоносителя применяют, как правило, воду, отвечающую требованиям, предъявляемым к воде тепловых сетей. При опасности замерзания теплоносителя в котельных установках можно при соответствующем обосновании применять незамерзающие растворы солей, отвечающие требованиям СНиП II-33-75, предъявляемым к промежуточному теплоносителю.

Как показывают расчеты [66], для нагрева 38370 кг/ч наружного воздуха от -21 до $15,6^{\circ}\text{C}$ водой с начальной температурой 40°C в закрытой двухконтурной системе (рис. 5.2, б) требуются воздухоподогреватели общей поверхностью нагрева 272 м^2 . Несмотря на относительно большую поверхность нагрева воздухоподогревателей, применение данных схем экономически целесообразно, так как позволяет использовать отбросную теплую воду.

Во многих случаях температура нагрева воздуха в приточных системах вентиляции (особенно если они совмещены с отоплением) практически равна температуре оборотной воды или превышает ее, что не позволяет использовать эту воду на завершающей стадии нагрева воздуха. Требуемые параметры воды для окончательного нагрева воздуха можно обеспечить, если использовать второй теплоноситель с более высокой температурой или применить теплонасосную установку.

В работе [67] приведены результаты расчетов нескольких вариантов использования низкопотенциальных ВЭР (теплой воды СОТО) для обеспечения нагрузок отапливания, вентиляции горячего водоснабжения и сравнены полученные технико-экономические показатели с показателями традиционного (базового) решения.

На рис. 5.3 представлена принципиальная схема одного и вариантов (вариант I) использования теплоты оборотной воды промышленного предприятия для нагрева приточного воздуха в воздухоподогревателях системы приточной вентиляции (совмещенной с отоплением), а также в системе горячего водоснабжения (ГВС). Часть оборотной воды с температурой 30°C поступает в воздухоподогреватели первой ступени 8 и охлаждается до 20°C , другая часть направляется в испаритель 6 теплонасосной установки (ТНУ), где охлаждается до 22°C . После охлаждения потоки смешиваются, и оборотная вода с температурой $20,5^{\circ}\text{C}$ вновь поступает в цех 1. При этом задвижки 3 закрыты, а задвижки 2 открыты.

В воздухоподогревателях первой ступени 8 приточный воздух нагревается от -30°C (расчетная температура) до 21°C и в

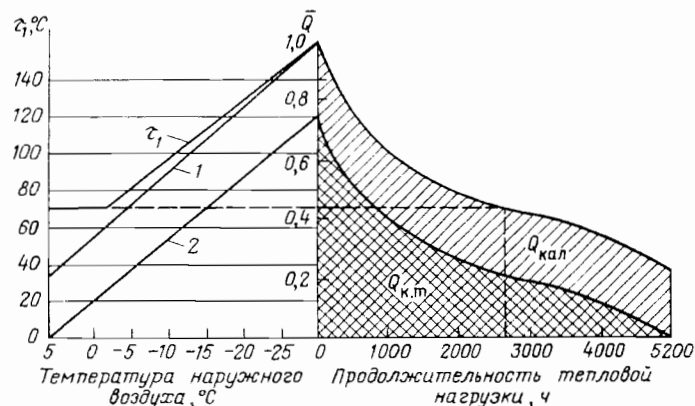


Рис. 5.4. Интегральный график тепловой нагрузки приточной отопительно-вентиляционной системы:

$\bar{Q}$ — относительная часовая тепловая нагрузка; $Q_{\text{кал}}$ — суммарная нагрузка калориферной установки; $Q_{\text{к.т}}$ — суммарная нагрузка контактного теплообменника; t_1 — температура воды в подающем трубопроводе традиционной системы теплоснабжения с расчетными температурами 150/70 °С; 1 — часовая нагрузка приточной системы вентиляции; 2 — часовая нагрузка контактного теплообменника

Нагрев наружного воздуха от —30 до 6 °С осуществляется в КТВ, далее в обычном калорифере. Из графика видно, что тепловая мощность КТВ, использующего отбросную теплоту СОТО, увеличивается с понижением температуры наружного воздуха, в то же время тепловая мощность калорифера изменяется незначительно.

В калориферную установку воздух в расчетном режиме поступает уже с температурой 6 °С, что соответствует расчетной температуре теплоносителя t_1 в подающем трубопроводе традиционной системы теплоснабжения 70 °С. При этом значительную часть отопительного сезона от внешнего источника теплоснабжения достаточно подавать горячую воду с температурой ниже 70 °С.

5.2. Теплоутилизационные отопительно-вентиляционные системы промышленных зданий

Отопительно-вентиляционные системы промышленных предприятий являются наиболее распространенными и весьма крупными возможными потребителями низкопотенциальной теплоты. Как было показано в разделе 5.1, использование низкопотенциальной отбросной теплоты в этих системах

оправдано даже при увеличении поверхностей теплообмена традиционных калориферных установок в 3–4 раза.

В настоящее время разработку и внедрение теплоутилизационных отопительно-вентиляционных систем осуществляют по двум основным направлениям: утилизация теплоты вентиляционных выбросов и использование тепловой воды, отводимой в огромных количествах от охлаждаемого технологического оборудования. Первое направление характерно для предприятий ряда отраслей, где вентиляционные выбросы не загрязнены. В химической промышленности утилизация теплоты вентиляционных выбросов возможна, как правило, по схеме с промежуточным теплоносителем. При этом не только значительно увеличиваются теплообменные поверхности для нагрева воздуха, но и возникает необходимость размещения дополнительных насосов и емкостей. В качестве примера на рис. 5.5 приведена принципиальная схема утилизации теплоты удаляемого из помещения воздуха для нагрева наружного в системе приточной вентиляции с рекуперативным теплообменником и промежуточным теплоносителем [68].

Как правило, утилизируемой теплоты оказывается недостаточно для нагрева приточного воздуха до требуемых температур в течение всего отопительного сезона. В связи с этим в воздухоприготовительных центрах необходимо иметь дополнительный источник теплоты, который подключают к подогревателю для догрева промежуточного теплоносителя. Иногда применяют дополнительные воздушонагреватели, устанавли-

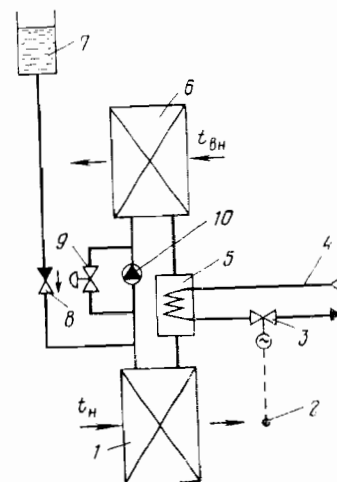


Рис. 5.5. Принципиальная схема утилизации теплоты удаляемого из помещения воздуха с рекуперативным теплообменником и промежуточным теплоносителем:

1 — теплообменник, установленный в потоке наружного воздуха; 2 — датчик температуры; 3 — регулирующий клапан; 4 — теплоноситель от теплоты; 5 — подогреватель промежуточного теплоносителя; 6 — теплообменник, установленный в потоке теплого удаляемого воздуха; 7 — емкость промежуточного теплоносителя; 8 — обратный клапан; 9 — регулирующий клапан; 10 — циркуляционный насос промежуточного теплоносителя

ваемые до или после утилизатора теплоты и подключаемые к теплосети.

В условиях действующих предприятий осуществить реконструкцию отопительно-вентиляционных систем даже по схеме без промежуточного теплоносителя, когда воздухопроводы поступающего в цех и выбрасываемого из цеха воздуха необходимо подвести в одно место, часто не представляется возможным. Кроме этого, обычно возникает дополнительная трудность, связанная с тем, что при глубоком охлаждении вытяжного воздуха химических предприятий начинается конденсация содержащихся в нем вредных примесей на поверхностях теплообменника. При этом должны быть решены вопросы удаления конденсата с его последующей нейтрализацией и защиты теплообменника от коррозии (изготовление его из нержавеющей стали или применение антикоррозионного покрытия).

Второе направление — использование отбросной теплоты, подводимой от любого внешнего по отношению к вентиляционной установке источника — может быть реализовано в действующих цехах при небольшой реконструкции только тепловых вводов без изменения трассировки воздухопроводов в производственных помещениях.

Использование в приточных установках теплой воды невысоких температур (и увеличение для этого поверхности калориферов) приводит к значительному увеличению металлоемкости системы и не позволяет решить ряд проблем, весьма актуальных для промышленных предприятий, таких как защита калориферов от замораживания и приведение параметров воздуха рабочей зоны производственных помещений в соответствие с санитарно-гигиеническими требованиями к относительной влажности. Комплексно решить эти проблемы возможно при создании теплоутилизационных отопительно-вентиляционных систем с применением контактных теплообменников.

Контактные теплообменники являются эффективным оборудованием, в котором процессы тепло- и массообмена между обменивающимися средами могут осуществляться при относительно невысоких разностях движущих сил процессов. В случае использования этих аппаратов для нагрева наружного воздуха последний можно нагревать до температуры, близкой к температуре орошающей воды, поступающей в аппарат, что указывает на его высокую термодинамическую эффективность. Однако при нагреве в контактных теплообменниках наружного воздуха с отрицательными температурами всегда имеется опасность обмерзания аппарата, что сопровождается заметным ухудшением эффективности его работы.

Чтобы предотвратить обмерзание контактного теплообменника, предлагается перед ним по ходу приточного воздуха установить поверхностный теплообменник, где воздух догревается до положительной температуры, или же для обработки наружного воздуха использовать растворы солей, например, хлорида лития. Такие аппараты получаются громоздкими и сложными в эксплуатации. Дополнительный поверхностный теплообменник позволяет устранить опасность обмерзания контактного теплообменника, но одновременно возникает опасность замораживания самого поверхностного теплообменника.

При разработке конструкции контактного теплообменника для нагрева наружного воздуха целесообразно учесть большой опыт эксплуатации градирен в зимнее время, конструктивная схема которых аналогична [69]. Известно, что обмерзание начинается обычно при температурах наружного воздуха ниже -10°C и происходит в местах, где входящий в градирню воздух контактирует с относительно небольшим количеством теплой воды. В воздухоподводящих окнах стекающая с обшивки вода замерзает в виде отдельных сосулек, смерзающихся затем в сплошную ледяную завесу, которая закрывает все окна.

Холодный воздух, входящий внутрь градирен, может вызывать нарастание льда на щитах оросителя, главным образом, в местах с пониженной плотностью орошения. Внутреннее обледенение является наиболее опасным потому, что из-за интенсивного туманообразования оно может быть обнаружено только после разрушения оросителя. Поэтому в зимний период не следует допускать колебаний тепловой и гидравлической нагрузок, необходимо обеспечивать равномерное распределение охлаждаемой воды по площади оросителя и не допускать понижения плотности орошения на отдельных участках ниже $8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. В отдельных случаях предлагается подавать теплую воду в места, где начинается обледенение [70].

Контактные аппараты, применяемые в установках кондиционирования воздуха или градирнях, несмотря на ряд положительных факторов, не совсем пригодны для нагрева наружного воздуха систем приточной вентиляции промышленных зданий. В конструкциях контактных теплообменников — утилизаторов низкопотенциальной теплоты, предназначенных для приточных установок, должен учитываться ряд специфических особенностей: использование в первую очередь теплой воды с температурой всего $15\text{--}25^{\circ}\text{C}$ и необходимость промежуточного теплообменника, поскольку качество воды водооборотных систем промышленных предприятий обычно не соответствует

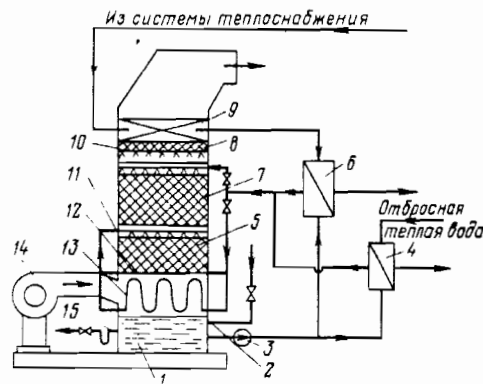


Рис. 5.6. Схема утилизационного отопительно-вентиляционного агрегата УОВА

качеству питьевой воды. Последнее требование является обязательным для контактных теплообменников, установленных в приточных установках производственных или иных помещений с постоянным или временным пребыванием людей.

Следует отметить, что на промышленных предприятиях к источникам низкопотенциальной теплоты можно отнести и обратную воду систем теплоснабжения. Как известно, с понижением температуры наружного воздуха температура этой воды повышается, что увеличивает ее эксергию по отношению к температуре наружного воздуха. С целью эффективного использования теплоты обратной воды тепловой сети и отбросной теплой воды разработана теплоутилизационная отопительно-вентиляционная система производственных зданий, основным элементом которой является утилизационный отопительно-вентиляционный агрегат (УОВА)*. Система предназначена для тепловлажностной обработки приточного воздуха, используемого для вентиляции, введена в эксплуатацию на двух химических предприятиях в 1983 и 1984 гг. и надежно работает при температурах наружного воздуха до -38°C .

В агрегате УОВА (рис. 5.6) приточный воздух первоначально нагревается и увлажняется в контактной насадочной камере, а затем догревается в калорифере. Контактная камера оборудована системой защиты от обмерзания и водяным циркуляционным контуром. Вода циркуляционного контура нагревается в промежуточном теплообменнике. В качестве первичного тепло-

носителя используется как обратная вода системы теплоснабжения, так и отбросная теплая вода из систем охлаждения технологических аппаратов.

Применение промежуточного поверхностного теплообменника для подогрева воды, поступающей в контактную часть агрегата, дает возможность обеспечить гидравлическую устойчивость системы теплоснабжения (отсутствие разрыва струи) и сохранить необходимое качество теплоносителя, возвращаемого в обратную магистраль системы.

Предусмотрена подача воды после системы защиты от обмерзания на насадку ступени предварительного нагрева, что позволяет использовать теплоту этой воды для контактного нагрева воздуха и повысить плотность орошения, а также обеспечить практически полное смачивание насадки и уменьшить опасность ее обмерзания.

Агрегат УОВА содержит: калорифер 9, насадочную контактную камеру, разделенную на две ступени нагрева 7 и 5, основной водораспределитель 10, дополнительный водораспределитель 11, установленный между ступенями 7 и 5, систему защиты от обмерзания, состоящую из обогреваемой опорной решетки 12 насадки ступени 5 и греющей рубашки 13 нижней части ступени 5; каплеуловитель 8, поддон 1, вентилятор 14 с электродвигателем, промежуточный поверхностный теплообменник 6 и циркуляционный насос 3. Поддон 1 оборудован патрубком 15 для подвода подпиточной воды и переливным патрубком 2. Имеется также дополнительный промежуточный теплообменник 4 для использования отбросной теплой воды.

Утилизационный отопительно-вентиляционный агрегат работает следующим образом. Наружный воздух с отрицательной температурой подается вентилятором 14 под насадку ступени 5 предварительного нагрева. В насадке он контактирует с водой, подаваемой через дополнительный водораспределитель 11, и водой, стекаемой с насадки 7, нагревается и увлажняется.

Дополнительный нагрев и увлажнение воздуха происходят в насадке ступени 7 при контактировании с водой, подаваемой через водораспределитель 10. Затем, пройдя каплеуловитель 8, воздух догревается до требуемой температуры в калорифере 9 и подается в систему приточной вентиляции.

Охлажденная вода из поддона 1 циркуляционным насосом 3 подается в нагревательный тракт промежуточных поверхностных теплообменников 6 и 4. Далее основная часть нагретой воды поступает через водораспределитель 10 на насадку контактной камеры. Остальная часть воды, нагретой в проме-

* А.с. 918697 СССР. Кл. F24F3/14; Б.И., 1982, № 13, с. 164.

жуточном теплообменнике 6, поступает в систему защиты от обмерзания (на подключенные параллельно обогреваемую опорную решетку 12 и греющую рубашку 13). Оттуда частично охлажденная вода поступает через дополнительный водораспределитель 11 на насадку ступени 5, где смешивается с водой, прошедшей ступень 7. Охлажденная вода стекает в поддон 1.

Теплоноситель из подающей магистрали системы теплоснабжения поступает в калорифер 9, после которого в охладительный тракт промежуточного поверхностного теплообменника 6 и далее в обратную магистраль системы теплоснабжения. В охладительный тракт дополнительного промежуточного теплообменника 4 может подаваться отбросная теплая вода, например, из системы охлаждения технологического оборудования. Для глубокого охлаждения воды, поступающей от внешних источников теплоты, промежуточные теплообменники включены по противоточной схеме.

Для снижения потерь эксергии при неизотермическом смешении расположение дополнительного водораспределителя выбирают, исходя из условия равенства температуры воды после системы защиты от обмерзания температуре воды, прошедшей ступень промежуточного нагрева. Равенство температур смешивающихся теплоносителей практически обеспечивается при различных температурах наружного воздуха, так как температура воды в подающей магистрали системы теплоснабжения изменяется в зависимости от его температуры.

Целесообразность такого решения можно продемонстрировать, сравнивая его с двумя другими возможными решениями. Воду после системы защиты от обмерзания можно подавать в поддон контактной камеры, что повлечет за собой повышение температуры воды в нем и соответственно снижение степени охлаждения воды системы теплоснабжения в противоточном промежуточном теплообменнике. Можно также подавать воду после системы защиты от обмерзания на основной водораспределитель 10, что вызовет понижение температуры воды, используемой для нагрева воздуха в контактном теплообменнике, а соответственно и снижение его температуры. Для обеспечения требуемой температуры воздуха в этом случае необходимо повысить температуру нагрева воды циркуляционного контура, повысив температуру теплоносителя перед промежуточным теплообменником, что не всегда возможно.

Разделение контактной камеры на две ступени, основанное на изложенных соображениях, позволяет с наибольшей эффективностью использовать располагаемую теплоту воды после системы защиты от обмерзания.

Ниже приведена расчетная техническая характеристика агрегата, находящегося в эксплуатации:

Производительность по воздуху, м ³ /ч	15000
Температура воздуха, °С	До - 30
наружного	5-8
после контактной камеры	20-30
» калорифера	
Температура охлаждения воды внешнего источника теплоснабжения, °С	До 20
Аэродинамическое сопротивление, Па	600-800

В натурных образцах агрегатов высота слоя насадки ступени предварительного нагрева контактной камеры составляла 300 мм, а ступени основного промежуточного нагрева - 500 мм. В качестве насадки использовали кольца из поливинилхлорида: диаметр 63 мм, высота 50-55 мм, толщина стенки 3,5 мм. В качестве промежуточных применены кожухотрубные теплообменники. Подпитка водой циркуляционного контура осуществлялась автоматически с использованием поплавкового клапана, установленного в поддоне агрегата. Результаты промышленной эксплуатации систем с агрегатами УОВА приведены ниже:

минимальная температура наружного воздуха, поступавшего к агрегатам УОВА, минус 38 °С (обмерзания поверхностей не наблюдалось);

температура воды циркуляционного контура, подаваемой на насадку контактной камеры, составляла всего 15-20 °С, а после насадки контактной камеры вода охлаждалась до 6-12 °С;

температура отбросной теплой воды или обратной сетевой воды, используемой для подогрева воды циркуляционного контура агрегата падала в пределах 25-70 °С;

максимальный интервал нагрева воздуха в контактной камере агрегата при использовании отбросной теплой воды с температурой 25 °С составлял -38-10 °С;

после контактной камеры агрегата приточный воздух подогревается в калорифере от 5-10 °С до необходимой температуры;

при использовании обратной воды тепловой сети с температурами 40-80 °С ее температура в течение отопительного сезона на выходе из агрегата УОВА составляла 18-25 °С;

при использовании отбросной теплой воды с температурой 25 °С (например, воды водооборотных систем) расход теплоты от внешнего источника теплоснабжения для нагрева приточного воздуха может быть сокращен на 50-60%;

агрегат УОВА надежен в эксплуатации.

В процессе испытаний агрегатов получены и другие показатели, которые представляют интерес. Расход воды циркуляционного контура изменялся в пределах 9,5–19,5 т/ч, в среднем 13–14 т/ч. Расход воды на систему защиты от обмерзания составлял 10–15% от общего расхода воды циркуляционного контура. В системе защиты от обмерзания вода охлаждалась на 2–5 °С. Скорость воздуха в контактной камере достигала 1,4 м/с. Для тонкостенных колец диаметром 63 мм скорость воздуха может быть повышена до 3 м/с. Фактическое аэродинамическое сопротивление контактной камеры составляло 200–270 Па при общем аэродинамическом сопротивлении агрегата 310–380 па.

Плотность орошения контактной камеры 3,6–7,6 т/(м²·ч); коэффициент орошения 0,65–1,14 кг/кг; тепловая мощность контактной камеры 0,13–0,21 МВт. Во всех режимах работы агрегата уноса дисперсной влаги из контактной камеры не наблюдалось. Были определены коэффициенты эффективности теплообмена:

$$\text{температурный } \epsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{\theta_1 - t_1} \quad (5.1)$$

$$\text{и энтальпийный } \epsilon_i = \frac{i_2 - i_1}{i_{\theta 1} - i_1} \quad (5.2)$$

где t , θ – температуры воздуха и воды, °С; i – энтальпия воздуха, кДж/кг сухого воздуха; i_{θ} – энтальпия насыщенного воздуха при температуре θ , кДж/кг сухого воздуха; 1, 2 – индексы, относящиеся соответственно к параметрам воздуха и воды на входе в контактную камеру и выходе из нее.

Температурный коэффициент эффективности теплообмена изменялся в процессе испытаний в пределах 0,57–0,70, а энтальпийный коэффициент эффективности теплообмена – в пределах 0,41–0,63. Зависимости коэффициентов теплообмена от коэффициента орошения представлены на рис. 5.7 и 5.8.

Представляет интерес сравнить требуемые поверхности нагрева в случае использования для нагрева наружного воздуха калориферов и контактных камер с кожухотрубными промежуточными теплообменниками. Для расчета принято, что в обеих установках нагревается 10 кг/с воздуха от –30 до 6 °С. В калориферы подается теплоноситель – вода с параметрами 130/70 °С. При коэффициенте теплопередачи 30 Вт/(м²·К) требуемая поверхность нагрева калориферов будет равна:

$$F_k = 10 \cdot 1,02(30 + 6) \cdot 10^3 / 30 \left(\frac{130 + 70}{2} - \frac{-30 + 6}{2} \right) = 109,3 \text{ м}^2$$

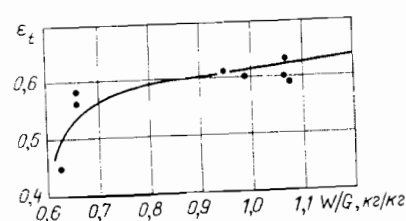


Рис. 5.7. Зависимость температурного коэффициента эффективности ϵ_t от коэффициента орошения $B = W/G$

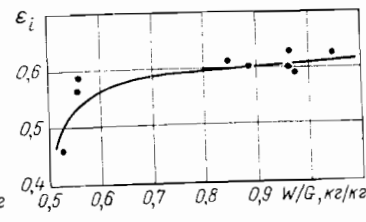


Рис. 5.8. Зависимость энтальпийного коэффициента эффективности ϵ_i от коэффициента орошения $B = W/G$

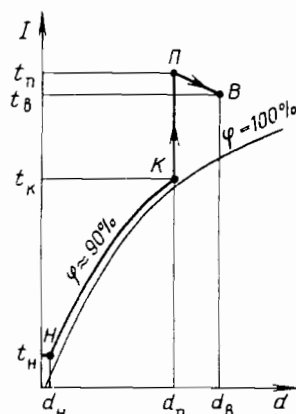
Поскольку в контактной камере поверхность теплообмена создается поверхностью неметаллической насадки, необходимо учитывать поверхность теплообмена только промежуточного теплообменника. При разности температур между обменивающимися средами 10 °С и коэффициенте теплопередачи (система вода – вода) равном 1800 Вт/(м²·К) требуемая поверхность нагрева промежуточного теплообменника составит

$$F_T = \frac{10 \cdot 1,02(30 + 6) \cdot 10^3}{1800 \cdot 10} = 20,4 \text{ м}^2$$

Таким образом требуемая поверхность теплообмена калориферов более чем в 5 раз превосходит необходимую поверхность теплообмена водоводяных кожухотрубных промежуточных теплообменников в случае применения агрегатов УОВА. При использовании пластинчатых теплообменников [71] коэффициент теплопередачи достигает 2500 Вт/(м²·К), что дает уменьшение требуемой поверхности теплообмена примерно в 7,5 раз.

Процесс обработки воздуха в агрегате УОВА на I – d -диаграмме (зимний режим) представлен на рис. 5.9. Изменение параметров воздуха при его нагреве с увлажнением в контактной камере идет по кривой НК, которая близка к кривой насыщения ($\phi = 100\%$). Дальнейший нагрев воздуха в калорифере характеризуется прямой КН с постоянным влагосодержанием d_n . После калорифера воздух с температурой t_n и влагосодержанием d_n подается в помещение. Поскольку процесс сопровождается влаговыделениями и теплопотерями, параметры внутреннего воздуха в рабочей зоне характеризуются температурой t_b и влагосодержанием d_b .

Рис. 5.9. Процесс обработки воздуха в агрегате УОВА на $I-d$ -диаграмме (н-параметры наружного воздуха; к-параметры воздуха после контактной камеры; П-параметры воздуха после калорифера; в-параметры внутреннего воздуха)



Как следует из рис. 5.9, в контактной камере в зимнем режиме идет увлажнение воздуха от влагосодержания d_n до влагосодержания d_p . Это требует при расходе воздуха G_v добавления в циркуляционный контур воды в количестве $W_n = G_v(d_p - d_n) \cdot 10^3$ для компенсации испаряющейся влаги. Фактическое количество воды, поступающей в циркуляционный контур, будет превышать величину W_n , что обусловлено дополнительными потерями, вызванными неплотностью в циркуляционном контуре (задвижки, насос) и необходимостью продувки системы для удаления солей, которые поступают в контур с подпиточной водой.

Процесс обработки воздуха в контактной камере по линии $\varphi \approx 90\%$ дает возможность, изменяя температуру нагрева воздуха в контактной камере t_k , изменять и влагосодержание приточного воздуха d_p . Температуру приточного воздуха t_n можно регулировать количеством теплоты, подводимой к калориферу.

Таким образом применение агрегатов УОВА позволит регулировать в производственных зданиях тепловой и влажностный режимы, т.е. осуществлять кондиционирование воздуха. Это особенно важно для тех помещений, где по условиям технологии необходимо поддерживать заданную влажность воздуха. В теплый период года агрегат УОВА можно использовать для охлаждения воздуха, поступающего в производственные помещения. Одновременно во всех режимах происходит очистка приточного воздуха от пыли.

На рис. 5.6 показана только одна из возможных схем подключения УОВА к внешним источникам теплоты. В качестве источников теплоты, кроме ТЭЦ, котельных и водооборотных систем, могут быть и теплонасосные станции (ТНС, см. гл. 6). В зависимости от наличия на промплощадке тех или иных источников теплоты применяются различные схемы подключения УОВА. На рис. 5.10 приведены три варианта подключения УОВА к внешним источникам теплоты, позволяющие наиболее

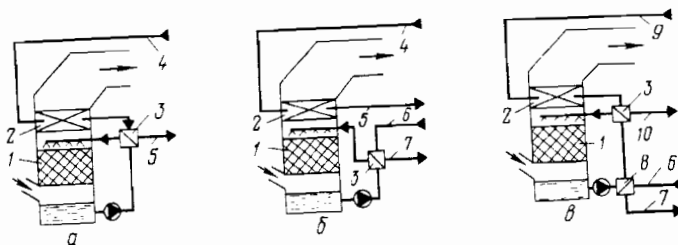


Рис. 5.10. Схемы подключения агрегата типа УОВА к внешним источникам теплоты:

а - при использовании только воды тепловой сети (УОВА-П); б - при использовании воды от теплонасосной установки и тепловой воды СТО (УОВА-П); в - при использовании воды от теплонасосной установки и тепловой воды СТО (УОВА-П); 1 - контактная камера; 2 - калорифер; 3 - промежуточный теплообменник; 4 - подвод воды из тепловки и тепловой воды СТО (УОВА-П); 5 - отвод воды в теплоту (20-30 °С); 6 - подвод воды из водооборотной системы (130-150 °С); 7 - отвод воды в водооборотную систему (10-30 °С); 8 - дополнительный промежуточный теплообменник; 9 - подвод воды от ТНС (70-80 °С); 10 - отвод воды к ТНС (40-50 °С)

эффективно использовать подведенную теплоту в зависимости от параметров теплоносителей.

Агрегаты УОВА оснащают системой автоматического регулирования, которой предусмотрено поддержание температуры воздуха после контактной камеры 6-8 °С. В отдельных случаях эта температура может быть более высокой, если необходимо поддерживать повышенную влажность в помещении в соответствии с технологическими требованиями или если она допускается по нормам. В случае использования отбросной тепловой воды с повышением температуры воздуха после контактной камеры снижается расход высокотемпературного теплоносителя, поступающего на калорифер. При снижении температуры воды в поддоне ниже 4 °С и температуры стенки корпуса над уровнем воды в поддоне ниже 2 °С предусматривается подача повышенного расхода воды в систему защиты от обмерзания. Если это не приводит к повышению температуры, то происходит аварийная остановка вентилятора агрегата.

Температура воды после системы защиты от обмерзания должна поддерживаться в пределах 20-30 °С, что обеспечивается установкой регулирующего клапана на трубопроводе подачи воды в эту систему. Опыт эксплуатации агрегата УОВА показал необходимость периодической продувки циркуляционного контура, а также его подпитки водопроводной водой.

Поддон агрегата оснащен водоуказательным стеклом для проверки нормальной работы поплавкового клапана. Принципиальная схема КИПиА агрегата УОВА-П представлена на рис. 5.11.

В перспективе агрегаты УОВА целесообразно выпускать

в модульном исполнении. В состав модуля агрегата должны входить промежуточный теплообменник, насос, вентилятор и система автоматического регулирования. В качестве промежуточных теплообменников эффективно применение пластинчатых теплообменников конструкции УкрНИИХиммаша, поскольку они характеризуются высокими теплотехническими показателями и компактностью.

Эксплуатационные испытания пластинчатых теплообменников показали [72], что коэффициенты теплопередачи этих теплообменников в условиях работы в системе централизованного теплоснабжения зданий примерно в 2,5 раза превышают соответствующие значения для кожухотрубных подогревателей. При этом более чем в 2–3 раза сокращается требуемый объем помещения для их размещения. Корпус контактной камеры, учитывая низкий температурный уровень обменивающихся сред, можно выполнить из неметаллических материалов.

Организация производства агрегатов на специализированном предприятии в модульном исполнении позволит поставлять их на место монтажа практически в полной заводской готовности. Это даст возможность значительно сократить сроки монтажа агрегатов при высоком качестве их изготовления. При реконструкции действующих вентиляционных камер устанавливается только контактная камера с промежуточным теплообменником при использовании существующих калориферов для второго подогрева приточного воздуха. Таким образом была проведена реконструкция действующей вентиляционной

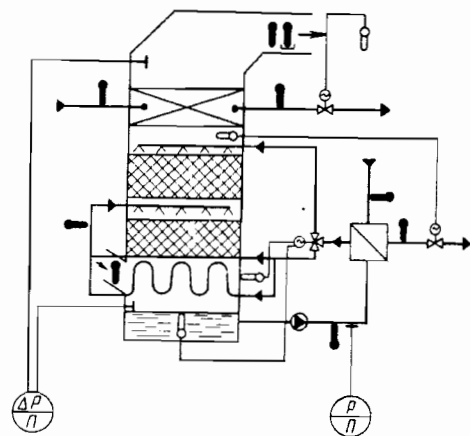


Рис. 5.11. Схема КИПиА агрегата УОВА-II

камеры, в которой прошел эксплуатационные испытания один из двух работающих агрегатов УОВА.

Целесообразно рассмотреть вопрос о возможности размещения контактных камер агрегатов УОВА вне здания (на крышах, площадках и т. п.). При этом необходимо повысить расход воды в систему защиты от обмерзания, а также необходимо усилить теплоизоляцию корпуса камеры и отводящего воздуховода.

Успешная эксплуатация агрегатов типа УОВА на тепловых вводах потребителей теплоты открывает возможности уже в настоящее время принципиально по-новому подойти к проектированию систем теплоснабжения промышленных предприятий, в которых преобладает воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией производственных помещений. Комплексный подход при разработке систем теплоснабжения с агрегатами типа УОВА позволяет решить следующие проблемы:

1) широко использовать для теплоснабжения промышленных предприятий отбросную теплую воду с температурой 30°C и выше;

2) более полно использовать теплоту, подведенную от внешнего источника теплоснабжения и обеспечить температуру обратной сетевой воды в течение всего отопительного сезона не выше 30°C ;

3) для вновь строящихся производств и при определенных условиях для действующих предприятий перейти на низкотемпературную систему теплоснабжения с использованием низкопотенциальных ВЭР, полностью отказавшись от теплоты, подводимой от внешнего источника теплоснабжения;

4) исключить замораживание трубок калориферов;

5) привести параметры приточного воздуха производственных помещений в большее соответствие с санитарно-гигиеническими требованиями.

Необходимо остановиться более подробно на каждой из перечисленных проблем.

Использование отбросной теплоты с температурой 30°C и выше. На химических предприятиях огромное количество теплоты отводится от технологического оборудования с охлаждающей водой. Теплая вода систем охлаждения технологического оборудования (СОТО) имеет температуру $30\text{--}60^\circ\text{C}$. Эксплуатация агрегатов типа УОВА показала возможность и целесообразность использования теплой воды даже с температурой 30°C на первой ступени подогрева наружного воздуха, поступающего в приточные установки отопительно-вентиляционных систем производственных помещений. Использование

для этих целей отбросной низкопотенциальной теплоты для нагрева воздуха от -30 до $5-10^{\circ}\text{C}$ позволяет сократить потребление теплоты от централизованных источников теплоснабжения для отопления и вентиляции на $40-50\%$ за отопительный период и на $50-60\%$ по часовой максимальной нагрузке.

Для нового строительства, когда необходимо создание тепловых мощностей в источнике теплоснабжения, применение агрегатов типа УОВА с использованием низкопотенциальных ВЭР только для подогрева воздуха в контактных камерах позволит сократить капитальные вложения по источнику теплоснабжения на $7-14$ тыс. руб. на 1 МВт часовой максимальной тепловой нагрузки и затраты на сооружение магистральных тепловых сетей на $20-25\%$.

Использование потребителем теплоты, подведенной от внешнего источника. Агрегаты типа УОВА, установленные у потребителя, как показал опыт эксплуатации нескольких лет, позволяют в течение всего отопительного сезона поддерживать температуру обратной сетевой воды 30°C при различных температурах подведенного внешнего теплоносителя. Таким образом, вместо традиционной системы теплоснабжения с расчетными температурами $150/70^{\circ}\text{C}$ появляется возможность создания системы с расчетными температурами $150/30^{\circ}\text{C}$.

При любом централизованном источнике теплоснабжения снижение температуры обратной сетевой воды оказывает заметное влияние на некоторые технико-экономические показатели системы теплоснабжения. В частности, уменьшается расход электроэнергии на перекачку циркулирующей в сети воды. Согласно данным работы [73], при удельном расходе электроэнергии на отпущенный 1 ГДж теплоты в размере $4,8$ кВт·ч числе часов использования максимума за отопительный сезон 2500 и коэффициенте холостого хода $0,3$ годовой расход электроэнергии в расчете на 1 ГДж составляет 8400 кВт·ч. Тогда при увеличении полезно использованного потребителем среднего за отопительный сезон температурного перепада горячей воды на 50% и соответствующем сокращении расхода электроэнергии экономия составит 4200 кВт·ч на 1 ГДж или $1,34$ т условного топлива при удельном расходе топлива на выработку электроэнергии в энергосистеме 320 г/(кВт·ч).

При строительстве новых тепловых сетей, если температура обратной сетевой воды в течение отопительного сезона не будет превышать 30°C , трубопроводы этой воды можно прокладывать в земле, как обычный водовод. В этом случае, по сравнению с прокладкой на высокой эстакаде трубопроводов системы теплоснабжения с расчетными температурами

$150/70^{\circ}\text{C}$, экономия капитальных вложений, например, для максимально-часовой нагрузки 110 МВт, составит $100-120$ тыс. руб. на 1 км трассы.

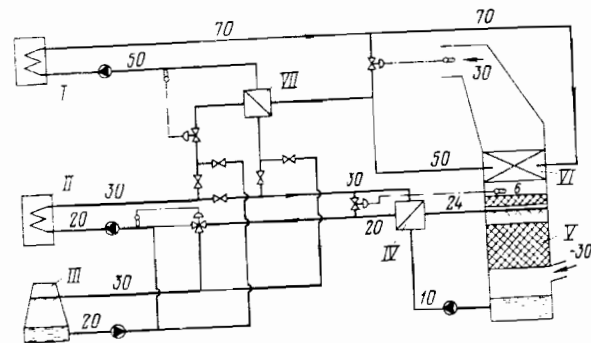
Дополнительный экономический эффект может быть получен при использовании пластмассовых трубопроводов для транспортировки обратной сетевой воды, что обусловлено ее низкой температурой. Так как шероховатость этих труб меньше, чем металлических, снижается также расход электроэнергии на прокачку теплоносителя. Трубопроводы из пластмассы не подвержены коррозии. По сравнению со стальными трубопроводами пластмассовые обеспечивают: повышение срока службы в 5 раз, снижение стоимости монтажа на $8-10\%$ и трудозатрат на $40-60\%$. Применение агрегатов УОВА позволяет подключать к действующим тепловым сетям новых потребителей без изменения диаметров существующих трубопроводов.

Снижение температуры обратной сетевой воды сопровождается особенно заметной экономией топлива в источнике теплоснабжения. Для котельной—эта экономия топлива составляет около $0,5\%$ на каждые 10°C снижения температуры воды [74]. При теплоснабжении от ТЭЦ экономия топлива является результатом увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении. По данным Всесоюзного теплотехнического института для турбины Т-100-130 понижение температуры обратной сетевой воды увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении на $0,5$ кВт·ч/($^{\circ}\text{C}$ ·ГДж) [73]. Тогда при среднем снижении за отопительный сезон температуры обратной сетевой воды на 30°C и числе часов использования максимума 2500 прирост выработки электроэнергии на тепловом потреблении на 1 кДж часового максимума нагрузки за 1 год составит 37500 кВт·ч, а экономия топлива на выработку топлива, исходя из удельного расхода топлива на выработку электроэнергии на теплофикационном режиме 170 г/(кВт·ч).

Следует отметить, что согласно данным работы [75] при теплоснабжении от ТЭЦ потребитель не оплачивает энерго-снабжающей организации то количество теплоты, которое использовано в диапазоне температур обратной сетевой воды, ниже предусмотренных графиком энергоснабжающей организации.

При теплоснабжении от газифицированных котельных снижение температуры обратной сетевой воды ниже 30°C делает целесообразным применение контактных экономайзеров, что позволит дополнительно использовать скрытую теплоту конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров и сократить расход топлива в котельной на $8-10\%$.

Низкотемпературные системы теплоснабжения. Создание на промышленных предприятиях низкотемпературных систем теплоснабжения с использованием низкопотенциальных ВЭР обеспечивает весьма значительную экономию топливно-энергетических ресурсов при относительно небольших капитальных вложениях. Широкое внедрение на предприятиях агрегатов типа УОВА позволит в ряде случаев полностью отказаться от потребления теплоты, подводимой к отопительно-вентиляционным системам от внешнего источника теплоснабжения. Кроме экономии топлива и энергии это решение дает возможность существенно сократить капитальные вложения в источники теплоснабжения и тепловые сети.



турные системы теплоснабжения может осуществляться в два этапа: на первом этапе устанавливают агрегаты типа УОВА и к ним подводят теплую воду с температурой 30°C и выше. На втором этапе решается вопрос обеспечения второго подогрева приточного воздуха отопительно-вентиляционных систем с использованием горячей воды по температурному графику 70/50°C.

Защита калориферов от замораживания. Несмотря на то, что для калориферных установок предусматривается защита от замораживания, все же очень часто приходится сталкиваться с этим явлением. При использовании агрегата типа УОВА к калориферу всегда поступает воздух, нагретый до 5–10°C в контактной камере агрегата, что при работающем вентиляторе исключает возможность замерзания воды в трубках калорифера. В свою очередь, в конструкции агрегата типа УОВА предусмотрена защита входной зоны от обмерзания. В результате этого, как показала эксплуатация, стали ненужными попытки эксплуатационного персонала исключить замораживание калориферов путем сокращения расхода приточного воздуха ниже расчетной величины, что приводит к нарушению санитарных норм.

Параметры приточного воздуха и санитарно-гигиенические требования. В настоящее время в холодный период года при нагреве воздуха в калориферах в производственные помещения поступает воздух с относительной влажностью 10–20%. В то же время для создания наиболее комфортных условий воздух рабочей зоны должен иметь относительную влажность в пределах 40–60%.

Агрегаты УОВА позволяют выполнить это требование. При нагреве воздуха контактным способом до 5–10°C после его дальнейшего подогрева в калориферах до 30–40°C относительная влажность приточного воздуха будет в пределах 40–60%.

В теплый период года контактная камера агрегатов УОВА может использоваться для охлаждения приточного воздуха вентиляционных систем. Так, при температуре наружного воздуха 25°C адиабатное увлажнение в контактной камере позволяет снизить температуру приточного воздуха до 20°C. Как уже отмечалось, во всех режимах работы агрегатов УОВА происходит очистка приточного воздуха от пыли.

5.3. Системы теплоснабжения на базе контактно-поверхностных котлов и утилизационных отопительно-вентиляционных агрегатов

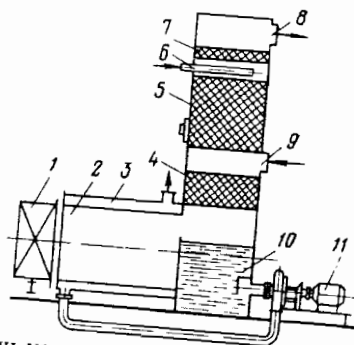
Довольно часто отдельные объекты промышленных узлов, которым необходима горячая вода для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, расположены на значительном расстоянии от тепловых сетей и централизованных источников теплоснабжения. Это – сырьевые цеха, транспортные базы, склады и т. д. При относительно небольших тепловых нагрузках может оказаться нецелесообразным строительство протяженных тепловых сетей к этим объектам. В этом случае возникает необходимость создания автономного источника теплоснабжения с использованием котлов небольшой мощности. При традиционных решениях этого вопроса неизбежен повышенный расход топлива (по сравнению с расходом топлива в крупных системах), поскольку наиболее экономичные котлы небольшой тепловой мощности (до 3 МВт) имеют эксплуатационный к. п. д. не более 0,85, определяемый по низшей теплоте сгорания топлива.

Вместе с тем, на базе осваиваемых промышленностью контактно-поверхностных котлов КПГВ-1 и утилизационных отопительно-вентиляционных агрегатов (УОВА) имеется возможность создавать небольшие системы теплоснабжения, превосходящие по эффективности крупные системы на базе серийных водогрейных котлов большой мощности, имеющих к. п. д. порядка 0,92. Для достижения этого необходимо более полно использовать теплоту продуктов сгорания при низкой температуре теплоносителя, возвращаемого от потребителей теплоты.

В этом случае к. п. д. определяемый по высшей теплоте сгорания топлива, составляет 0,95–0,96, что в пересчете на низшую теплоту сгорания топлива соответствует к. п. д., равному 1,08–1,09. Одновременно следует учесть возможность полной автоматизации, простоту обслуживания, значительное сокращение первоначальных затрат и сроков создания подобных систем по сравнению с таковыми при централизованном районном источнике теплоснабжения. Поэтому автономные низкотемпературные системы теплоснабжения небольшой мощности на базе котлов КПГВ и агрегатов УОВА могут получить большое распространение.

Котел КПГВ-1 тепловой мощностью 1 МВт разработан НИИСТ (г. Киев) и ПТП «Промэнергогаз» (г. Ленинград). В первоначальный период внедрения эти котлы использовали

Рис. 5.13. Контактно-поверхностный котел КПГВ-1



для нагрева воды в системах хозяйственно-бытового горячего водоснабжения. Нагрев воды в котле обеспечивается как за счет теплоты продуктов сгорания собственной газовой горелки, так и теплоты уходящих продуктов сгорания отопительных котлов, совместно с которыми установлен котел КПГВ-1*. Схема котла представлена на рис. 5.13.

Продукты сгорания из водоохлаждаемой топки 2, оборудованной блочной инжекционной горелкой 1, проходят через контактную камеру 4 и смешиваются в межнасадочном пространстве с уходящими газами отопительных котлов, подводимыми через патрубок 9. Затем смесь продуктов сгорания проходит через контактную камеру 5, каплеуловитель 7 и через патрубок 8 удаляется из котла дымососом.

Исходная вода поступает из водораспределителя 6 и, стекая по насадке контактных камер, подогревается и собирается в водяном объеме 10, откуда забирается насосом 11 и прокачивается через водяную рубашку 3.

Поверхность насадки в контактной камере 4 подбирают исходя из условия охлаждения в ней продуктов сгорания от собственной горелки котла КПГВ-1 до температуры уходящих газов отопительных котлов, что позволяет снизить до минимальных потери эксергии от смешения потоков с разными температурами. Если бы не было разделения контактной части котла на две камеры 4 и 5, то уходящие газы отопительных котлов пришлось бы подавать в котел КПГВ-1 или после контактной камеры 5, или перед контактной камерой 4. В первом случае теплота уходящих газов отопительных котлов вообще бы не использовалась, а во втором случае происходило бы смешение высокотемпературных продуктов сгорания после топки 2 с низкотемпературными уходящими газами котлов, что привело бы к снижению температуры нагрева воды в контактной части котла КПГВ-1.

Четыре таких котла типа КПГВ-1 тепловой мощностью

1 МВт находятся в постоянной эксплуатации с 1975 г. в отопительных котельных г. Елгава (Латвийской ССР) и г. Ширвинтоса (Литовской ССР). Котлы присоединены к системам горячего водоснабжения через промежуточные теплообменники.

В зависимости от схемы обвязки промежуточных теплообменников изменяются температурные уровни воды в промежуточном контуре, что в значительной степени влияет на эффективность работы котлов КПГВ-1. К.п.д. контактно-поверхностных котлов в отличие от к.п.д. поверхностных котлов заметно повышается с понижением температуры воды на выходе из котла и входе в него. Практически температура уходящих газов всего на 10–15°C превышает температуру воды на входе в котел.

Первоначально при установке котлов КПГВ-1 в отопительной котельной г. Елгавы вместо чугунных секционных котлов их присоединяли к системе горячего водоснабжения при помощи только одной группы промежуточных теплообменников. По такой схеме вода из водопровода смешивалась с теплой циркуляционной водой системы горячего водоснабжения перед подачей в промежуточные теплообменники, что не позволяло глубоко охлаждать воду промежуточного контура перед входом в котел КПГВ-1. Для более глубокого охлаждения воды промежуточного контура теплообменники были разбиты на две группы (рис. 5.14,а). Это привело к более глубокому охлаждению воды на входе в котел, а соответственно и более глубокому охлаждению уходящих газов.

В отопительной котельной г. Ширвинтоса по ранее действующей схеме тоже была принята только одна группа промежуточных теплообменников, где нагревалась вода из водопровода перед поступлением в баки-аккумуляторы, в которые поступала и циркуляционная вода системы горячего водоснабжения с температурой 40–50°C. Для получения в баках-аккумуляторах нормативной температуры воды 60–65°C приходилось перегревать водопроводную воду в промежуточных теплообменниках выше этой температуры, что требовало повышения температуры воды на выходе из котла и соответственно снижало его к.п.д.

Для повышения к.п.д. котла промежуточный теплообменник был разделен на две ступени и параллельно первой ступени по ходу воды промежуточного контура был установлен дополнительный теплообменник, в котором догревалась циркуляционная вода (рис. 5.14,б). В результате этого снизилась темпе-

* А.с. 510627 СССР. Кл. F24H1/46; Б.И., 1976, № 14, с. 109.

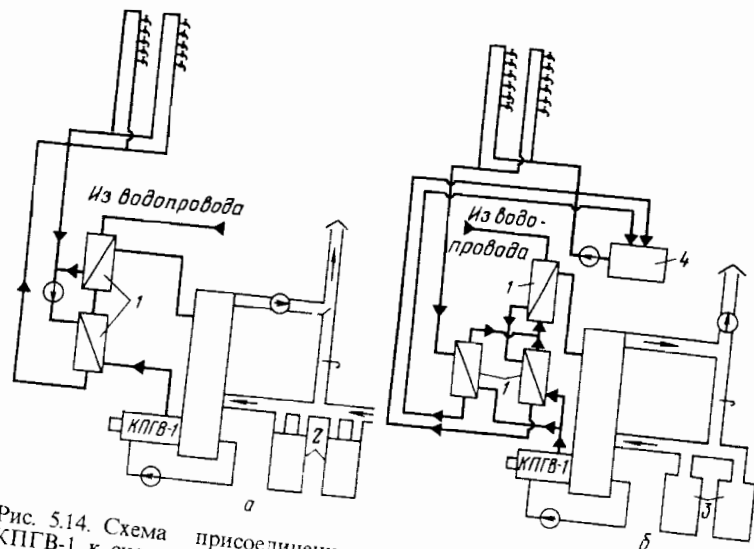


Рис. 5.14. Схема присоединения контактно-поверхностного котла КПГВ-1 к системе горячего водоснабжения: а — с одним теплообменником первого подогрева воды промежуточного контура; б — то же, с двумя теплообменниками; 1 — промежуточный теплообменник; 2 — отопительные чугунные секционные котлы; 3 — отопительные стальные котлы типа «Кивныли»; 4 — бак-аккумулятор

температура воды на выходе из котла и его к.п.д. повысился на 2–3°*.

Основная цель проведенных работ по повышению эффективности схем горячего водоснабжения состояла в том, чтобы снизить потери эксергии от неизотермичности процессов смешения. Для сведения этих потерь к минимальным поверхность промежуточных теплообменников первых ступеней нагрева подбирали, исходя из условия нагрева водопроводной воды до температуры, приблизительно равной средней температуре циркуляционной воды, что привело к более глубокому охлаждению воды промежуточного контура в одном случае и снижению требуемой температуры подающей воды промежуточного контура в другом случае.

Контактно-поверхностные котлы КПГВ-1 могут быть также эффективно применены в котельных с открытой системой теплоснабжения. Разработан проект котельной, где в котлах КПГВ-1 нагревают в промежуточных теплообменниках подпиточную воду для открытой системы теплоснабжения. Далее подпиточная вода поступает в вакуумный деаэратор, где догре-

вается паром от котла Е-1/9Г, затем смешивается с циркуляционной водой из системы теплоснабжения и направляется для нагрева в котлы ТВГ-4р, из которых уходящие газы направляются в котлы КПГВ-1.

Котлы КПГВ-1 устанавливают на одной линии фронта с отопительными котлами. В зависимости от условий котлы КПГВ-1 могут быть размещены индивидуально или скомпонованы с отопительными котлами. В котельной г. Елгавы эксплуатируются чугунные секционные отопительные котлы. Уходящие газы отопительных котлов для утилизации их теплоты в котлах КПГВ-1 отбираются из общего боров котельной (рис. 5.14, а), что является примером групповой компоновки. Охлажденные газы дымососом подаются в общий боров котельной после шиберов прямого хода и выбрасываются в кирпичную дымовую трубу. В связи с низкой температурой уходящих газов в качестве дымососа применен вентилятор Ц9-5,7, № 5.

В котельной г. Ширвинтоса к каждому из двух котлов КПГВ-1 присоединено по два отопительных котла типа «Кивныли» (рис. 5.14, б), что является примером индивидуальной компоновки. При установке котлов КПГВ-1 использованы существующие дымососы. Более эффективной является индивидуальная компоновка, так как в этом случае подсосы воздуха в боровы и газоходы через неработающие отопительные котлы минимальны и соответственно повышается эффективность использования теплоты уходящих газов отопительных котлов в котлах КПГВ-1. Такая компоновка применена в типовом проекте котельной с двумя котлами КПГВ-1 и четырьмя отопительными котлами, разработанным ГПИ Горьковский Сантехпроект.

В период испытаний системы горячего водоснабжения с котлом КПГВ-1 в г. Ширвинтосе температура воды в городском водопроводе (источник водоснабжения — артезианская скважина) составляла 9°С, циркуляционной воды на входе в котельную 49–52°С, на входе в баки-аккумуляторы 68–70°С, температура воды промежуточного контура на входе в котел КПГВ-1 была в пределах 22–28°С, на выходе из котла КПГВ-1 она составляла 83–90°С, расход воды в период испытаний 10–11 т/ч. При проектировании можно принимать расход воды в промежуточном контуре равным расходу нагреваемой воды. Оптимальная разность температур в промежуточных теплообменниках в соответствии с технико-экономическими расчетами была принята 10–15°С.

Скорость коррозии корпуса котла и трубопроводов проме-

* А.с. 579501 СССР. Кл. F24D17/00; Б.И., 1977, № 41, с. 138–139.

жучного контура по данным измерений при помощи индикаторов коррозии не превышала 0,05 мм/год.

Аэродинамическое сопротивление котла КПГВ-1 составляло 500–700 Па при работе в режиме с использованием теплоты уходящих газов отопительных котлов и 30–140 Па при работе без использования теплоты уходящих газов. Температура уходящих газов была 31–38 °С, что соответствует к.п.д. 0,95–0,96 по высшей теплоте сгорания природного газа. При использовании теплоты уходящих газов отопительных котлов к.п.д. их повысился на 10–15%.

Годовой экономический эффект от установки одного контактно-поверхностного котла КПГВ-1 составляет 4,0 тыс. руб., а годовая экономия топлива 250 т условного топлива. Затраты на установку котла окупаются за 1,5–2 года.

Как показывают результаты эксплуатации котлов КПГВ-1, одним из основных условий эффективности их работы является низкая температура воды как на входе в котел, так и на выходе из него. Такой режим может быть реализован в низкотемпературной системе теплоснабжения с агрегатами типа УОВА. В зависимости от конкретных условий котлы КПГВ устанавливаются, как уже говорилось, либо совместно с отопительными котлами, либо автономно. В первом случае в зимнем режиме дополнительно используется теплота уходящих газов отопительных котлов. Даже при эксплуатации котлов КПГВ расход природного газа на котельную сокращается на 15–20%.

При реконструкции действующих систем на первом этапе целесообразна замена традиционных поверхностных котлов, подключенных к системе горячего водоснабжения, котлами КПГВ. В дальнейшем должны быть предусмотрены агрегаты типа УОВА и дополнительные котлы КПГВ с включением их в контур низкотемпературной системы теплоснабжения.

Схема теплоснабжения, включающая поверхностные котлы (находящиеся в эксплуатации), котлы КПГВ и агрегаты УОВА представлена на рис. 5.15. При такой схеме на промежуточные теплообменники 5 и 6 вода всегда поступает с низкими температурами – в пределах 10–30 °С (из водопровода и обратная сетевая от агрегатов УОВА), что позволяет более полно использовать теплоту продуктов сгорания. В этом случае в атмосферу выводятся продукты сгорания при 20–40 °С, что позволяет не строить традиционную дымовую трубу, а ограничиться обычным вентиляционным выводом.

В котлах КПГВ при глубоком охлаждении продуктов сгорания будет выделяться конденсат (обессоленная вода), который

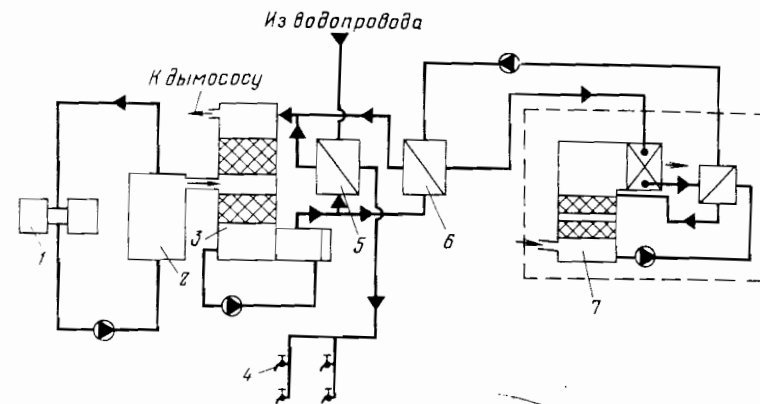


Рис. 5.15. Схема теплоснабжения с котлами типа КПГВ и агрегатами УОВА:

1 – система отопления с местными нагревательными приборами; 2 – поверхностный котел; 3 – контактно-поверхностный котел КПГВ; 4 – система горячего водоснабжения; 5, 6 – промежуточные теплообменники; 7 – агрегат УОВА

после дегазации можно использовать для подпитки системы отопления и низкотемпературной системы теплоснабжения с агрегатами УОВА (см. раздел 5.4).

5.4. Использование конденсата, получаемого из продуктов сгорания

В продуктах сгорания любого топлива содержатся водяные пары, образующиеся в результате сгорания водорода и испарения влаги топлива, а также поступающие с дутьевым воздухом.

При охлаждении продуктов сгорания ниже температуры точки росы, соответствующей парциальному давлению содержащихся в них паров различных веществ, начинается выпадение конденсата. Представляет практический интерес использование только чистого водяного конденсата, когда в нем не содержится примеси компонентов, выпадающих из продуктов сгорания, таких как сернистая и серная кислоты, сажа и т.п. Чистый конденсат может быть получен из продуктов сгорания природного газа, не содержащих сернистых соединений. После дегазации (удаления растворенных CO_2 и O_2) такой конденсат

пригоден для использования в качестве питательной воды паровых котлов давлением до 2,4 МПа, подпитки закрытой системы теплоснабжения и как растворитель в ряде технологических процессов, где предъявляют повышенные требования к качеству воды.

В МИНХиГП им. И. М. Губкина проведены исследования качества конденсата, получаемого при охлаждении ниже температуры точки росы сушильного агента (воздух или его смесь с продуктами сгорания) [76]. В табл. 5.3 приведены данные о качестве конденсата и требования, предъявляемые к качеству дистиллированной (ГОСТ 6709-72) и умягченной воды, используемой в различных отраслях промышленности. Из сравнения показателей воды различных производств видно, что конденсат можно без дополнительного обессоливания применять в ряде технологических процессов, а после дегазации — в системах теплоснабжения.

При обычной схеме котельной количество конденсата, выпадающего из продуктов сгорания, охлажденных до 40 °С, составляет около 10% от паропроизводительности котлов. В последние годы выполнены технические разработки, позволяющие

Таблица 5.3. Показатели качества воды

Нормируемая величина	Конденсат	Вода				
		Дистиллят (ГОСТ 6709-72)	для барабанных парогенераторов давлением до 2,4 МПа	для водогрейных котлов и тепловых сетей	для систем испарительного охлаждения	умягченная
Прозрачность по шрифту, см	40	100	50	40	40	30-40
Взвешенные вещества, мг/л	Нет	Нет	0,5	0,005	0,05	Нет
рН	3,5-3,9	5,4-6,6	8,5	7-8,5	5-8,5	7-8,9
Жесткость, мкг-экв/л:						
общая	0-20	—	15-20	До 50	До 500	70-76
карбонатная	Нет	—	—	» 1500	—	—
Хлориды, мг/л	0,0-0,06	0,02	—	—	—	—
Нитриты, мг/л	0,2-3	Нет	—	—	—	0-20
Сульфаты, мг/л	0,05-0,2	0,5	—	—	—	Следы
Железо, мг/л	Нет	Нет	—	—	—	—
Сухой остаток, мг/л	До 5	До 5	0,15-0,2	0,3	0,3	0,2
			Проводка 10%	До 200	—	—
Растворенный O ₂ , мг/л	Нет	—	0,05-0,1	До 0,03	0,1	—
Свободный CO ₂ , мг/л	»	—	0	0-0,003	0	—
Щелочность, мг-экв/л	»	—	—	—	2-2,5	—

шие значительно увеличить возможное количество конденсата, получаемого из продуктов сгорания, что определяет целесообразность создания схемы котельной установки без традиционной химводоочистки, а следовательно, исключается потребление реагентов для водоподготовки и ликвидируются соледержащие сточные воды, упрощается вся схема водоподготовки и сокращаются капитальные вложения. Использование такого конденсата позволяет существенно повысить надежность и долговечность небольших котельных и теплогенерирующих утилизационных установок, в которых либо вообще не предусматривается химводоочистка, либо она выполняется по простейшей схеме и при этом, как правило, эксплуатация ее ведется на низком уровне.

Процесс глубокого охлаждения продуктов сгорания можно осуществлять как в поверхностных, так и в контактных теплообменниках. Для глубокого охлаждения продуктов сгорания в поверхностных теплообменниках необходимы значительные поверхности теплообмена, а сами теплообменники должны изготавливаться из нержавеющей стали или иметь антикоррозионное покрытие, что часто экономически не оправдано. В контактных теплообменниках поверхность теплообмена обеспечивается развитой поверхностью контакта неметаллической насадки.

Учитывая преимущества охлаждения продуктов сгорания в контактных теплообменниках (экономайзерах), далее рассмотрим только этот метод получения конденсата. При включении контактного экономайзера (теплоутилизатора) по обычной схеме выделяющийся из продуктов сгорания конденсат смешивается с нагреваемой водой, которая затем поступает к потребителю. Для возможности использования конденсата контактный экономайзер необходимо подключать к потребителям теплоты через промежуточный теплообменник.

В этом случае выпадающий из продуктов сгорания конденсат поступает в замкнутый водяной циркуляционный контур: контактный экономайзер — промежуточный теплообменник. Даже при первоначальном заполнении контура водопроводной водой по мере поступления конденсата она все в большей степени будет им разбавляться и через некоторое время в контуре будет циркулировать практически чистая обессоленная вода. После этого избытки конденсата, выделяющегося из продуктов сгорания, через перелив поддона контактного экономайзера можно направлять в сборный бак для дальнейшего использования.

При сжигании 1 м³ природного газа образуется более 2 м³

(1,6 кг) водяных паров, значительная часть которых может быть сконденсирована в контактном экономайзере. Общее количество конденсата, получаемого в контактном экономайзере равно:

$$\Delta W = Bg(X_k - X_{yx}), \quad (5.3)$$

где B – расход природного газа, $\text{м}^3/\text{ч}$; g – расход сухих продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 м^3 природного газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; X – влагосодержание продуктов сгорания, $\text{кг}/\text{кг}$ сухих газов; k, yx – индексы, относящиеся соответственно к продуктам сгорания на входе в контактный экономайзер и выходе из него.

Величины g и X_k с учетом данных, приведенных в работе [77], могут быть определены из выражений:

$$g = (3,18\alpha_k - 0,335)Q_b^c \cdot 10^{-5}; \quad (5.4)$$

$$X_k = \frac{1 + 8\alpha_k X_k}{7,83\alpha_k - 0,826}, \quad (5.5)$$

где α_k – коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания на входе в контактный экономайзер; Q_b^c – высшая теплота сгорания природного газа, $\text{кДж}/\text{м}^3$; X_b – влагосодержание дутьевого воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$ сухого воздуха; $X_b \approx 0,01$.

Обычно продукты сгорания за контактным экономайзером достигают практически полного насыщения ($\phi = 1$) при давлении в отводящем газоходе $P_T = 10^5$ Па. Для этих условий:

$$X_{yx} = (0,0132\alpha_k + 0,585) \frac{P_n}{10^5 - P_n}, \quad (5.6)$$

где P_n – парциальное давление насыщенных водяных паров, Па; значения коэффициента $P_n/(10^5 - P_n) = A$ даны в табл. 5.4.

Влагосодержание насыщенных уходящих продуктов сгорания после контактного экономайзера с учетом данных [77]

Таблица 5.4. Значения коэффициента A

$t, ^\circ\text{C}$	A	$t, ^\circ\text{C}$	A	$t, ^\circ\text{C}$	A
10	0,0123	30	0,0443	50	0,141
12	0,0142	32	0,0499	52	0,158
14	0,0162	34	0,0562	54	0,176
16	0,0185	36	0,0632	56	0,198
18	0,0211	38	0,0709	58	0,222
20	0,0239	40	0,0796	60	0,249
22	0,0271	42	0,0893	62	0,279
24	0,0307	44	0,100	64	0,314
26	0,0348	46	0,112	66	0,354
28	0,0393	48	0,126	68	0,400

можно определить по эмпирической формуле:

$$X_{yx} = (0,847\alpha_k + 37,67)e^{0,062t_{yx}} \cdot 10^{-4} \quad (5.7)$$

где t_{yx} – температура продуктов сгорания после контактного экономайзера, $^\circ\text{C}$.

Приведенные выражения позволяют определять количество выпадающего конденсата, формула (5.3), для наиболее распространенного случая, когда $X_b = 0,01 \text{ кг}/\text{кг}$ сухого воздуха принимает вид:

$$\Delta W = B \left[(3,18\alpha_k - 0,335) \frac{1 + 0,08\alpha_k}{7,83\alpha_k - 0,826} - (0,847\alpha_k + 37,67)e^{0,062t_{yx}} \cdot 10^{-4} \right] \cdot Q_b^c \cdot 10^{-5}. \quad (5.8)$$

Для практических расчетов представляет интерес удельное количество конденсата W_0 , которое можно получить в контактном теплоутилизаторе из продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 м^3 природного газа. Величину $\Delta W/B = W_0$ при $Q_b^c = 39800 \text{ кДж}/\text{м}^3$ можно определить по рис. 5.16.

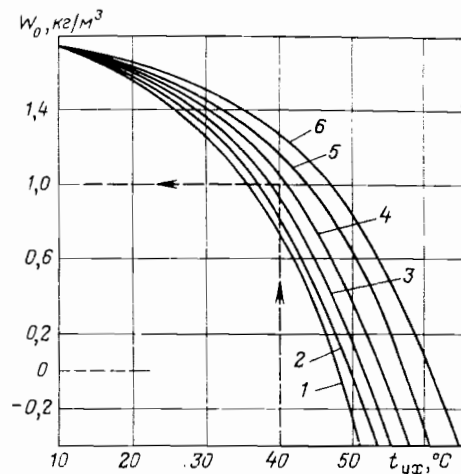
В качестве примера определим количество получаемого конденсата в контактном экономайзере, установленном за газифицированным котлом тепловой мощностью $1,0 \text{ МВт}$. При коэффициенте избытка воздуха перед контактным экономайзером $1,4$ и $t_{yx} = 40^\circ\text{C}$ величина $W_0 \approx 1,0 \text{ кг}/\text{м}^3$ (см. рис. 5.16). Количество сжигаемого природного газа в котле при теплоте сгорания $39800 \text{ кДж}/\text{м}^3$ и к.п.д. $= 0,9$ будет равно

$$B = \frac{1000}{39800 \cdot 0,9} = 0,0279 \text{ м}^3/\text{с} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом для данных условий теоретическое количество получаемого конденсата составит $\Delta W \approx 1,0 \cdot 100 = 100 \text{ кг}/\text{ч}$. Фактическое количество будет несколько меньше, что обусловлено уносом дисперсной влаги из контактного экономайзера, неплотностью циркуляционного контура и байпасированием части продуктов сгорания в обвод контактного экономайзера. В рассмотренном примере оно может быть принято равным $80 \text{ кг}/\text{ч}$.

Удельный объем трубопроводов системы теплоснабжения промышленных предприятий примерно равен 26 м^3 на 1 МВт тепловой мощности [78]. При норме подпитки для закрытой системы теплоснабжения порядка $0,5\%$ от объема воды в трубопроводах необходимое количество подпиточной воды для котла тепловой мощности 1 МВт составит $130 \text{ кг}/\text{ч}$ ($26000 \cdot 0,005$). Для реальных условий эту величину можно принять равной $200 \text{ кг}/\text{ч}$. Таким образом, количество конденсата, выпадающего из продуктов сгорания, составит 40% от фактической величины подпитки системы, что позволяет в той же пропорции уменьшить производительность водоподготовки котельной.

Рис. 5.16. Расход конденсата W_0 , получаемого при сжигании 1 м^3 природного газа, в зависимости от температуры уходящих продуктов сгорания t_{yx} и коэффициента избытка воздуха α_k ; 1, 2, 3, 4, 5, 6 — $\alpha_k = 2,0; 1,8; 1,6; 1,4; 1,2; 1,0$ соответственно



Для определения количества выделяющегося конденсата при различных условиях протекания процесса контактного нагрева воды были проведены опыты на экспериментальном стенде НИИСТ [79]. По результатам опытов определили количества выделяющегося конденсата ΔW в зависимости от расхода подаваемой воды W , отнесенной к расходу сухих газов $G_{с.г.}$. Применительно к установке контактных экономайзеров за котлами более употребительной величиной является паропроизводительность котла D . Поэтому результаты пересчитали по отношению к паропроизводительности котла. Полученная зависимость представлена на рис. 5.17.

Как видно из этого рисунка, при $W/D > 5$ величина $\Delta W/D$ растет весьма незначительно. Однако абсолютное значение количества получаемого конденсата увеличивается с ростом паропроизводительности. Результаты проведенных опытов показывают, что количество выделяющегося конденсата обычно составляет 10–12% от паропроизводительности работающих котлов, за которыми установлены контактные экономайзеры.

Для получения конденсата контактные экономайзеры присоединяют как отмечалось ранее к потребителям теплоты через промежуточные теплообменники. В отечественной практике с промежуточными теплообменниками эксплуатируются лишь единицы контактных экономайзеров, устанавливаемых за котлами.

В работе [80] приводятся данные об опыте эксплуатации четырех контактно-поверхностных котлов КПГВ-1 с промежуточными теплообменниками в двух отопительных котельных.

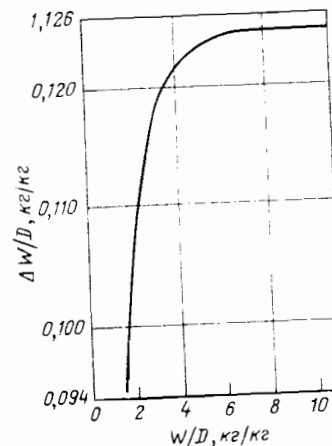


Рис. 5.17. Зависимость отношения количества выделяющегося конденсата к паропроизводительности котла от отношения количества подогреваемой воды к паропроизводительности котла

В процессе испытаний отводилось до 100 кг/ч конденсата из циркуляционного контура контактно-поверхностного котла, тепловая мощность которого составляет 1 МВт.

За рубежом практически все эксплуатируемые контактные экономайзеры и котлы присоединены к потребителям теплоты через промежуточные теплообменники. В опубликованных работах отмечается постоянное выделение конденсата в циркуляционном контуре. Так, при работе контактного экономайзера типа «Реситерм» образование конденсата наблюдалось даже при температурах уходящих газов 81 и 63 °С, хотя температура точки росы продуктов сгорания составляла всего 42 °С [81]. При температуре уходящих газов 81 °С получали 0,74 кг конденсата на 1 м^3 природного газа, а при температуре уходящих газов 63 °С — 0,97 кг. Такое несоответствие теории практическим результатам объясняется конденсацией влаги из пограничного слоя над поверхностью стекающей пленки воды, которая на входе в экономайзер имеет температуру ниже точки росы, в то время как ядро газового потока сохраняет повышенную температуру. На котле тепловой мощностью 1,16 МВт было получено от 73,9 до 96,2 кг/ч конденсата. Эти данные совпадают с результатами испытаний контактно-поверхностных котлов КПГВ-1.

Для повышения эффективности работы контактно-экономайзерной установки рекомендуется применять скоростные противоточные промежуточные теплообменники, позволяющие более глубоко охлаждать воду на входе в контактный экономайзер, а соответственно и уходящие из контактного экономайзера продукты сгорания.

Чтобы увеличить количество конденсата, необходимы следующие технические решения: снижение степени уноса дисперсной влаги, искусственное увеличение влагосодержания дутьево-

го воздуха, доувлажнение продуктов стораия перед контактным теплоутилизатором, доохлаждение воды, подаваемой на водораспределитель контактного теплоутилизатора.

Уменьшение уноса дисперсной влаги может быть достигнуто снижением скорости газового потока в контактном экономайзере, уменьшением скорости воды на выходе из водораспределителя и применением эффективных конструкций каплеуловителей.

Как показано выше, обычно количество конденсата, получаемого из продуктов сгорания природного газа, сжигаемого в источнике теплоты системы теплоснабжения, недостаточно для восполнения потерь воды в этой системе. Чтобы получить конденсат в количестве, достаточном для полного восполнения потерь воды, предложена схема котельной, в которой предусмотрен дополнительный контактный воздухоподогреватель*.

Эта схема позволяет подавать в циркуляционный контур контактного воздухоподогревателя такие количества теплоты и влаги, которые необходимы для соответствующего увлажнения дутьевого воздуха. При этом обеспечиваются перенос избыточной влаги в контактный экономайзер и получение в нем требуемого количества конденсата, достаточного для подпитки системы теплоснабжения.

Схема котельной установки представлена на рис. 5.18. Она содержит: котлоагрегат 2 с контактным экономайзером 3 и контактным воздухоподогревателем 1, циркуляционные контуры которых соединены промежуточным теплообменником 8; теплообменник 11 для догрева воды циркуляционного контура контактного воздухоподогревателя; теплообменник 9 для нагрева воды системы горячего водоснабжения; декарбонизатор 5; сборный бак конденсата 6; деаэратор 4; систему теплоснабжения с потребителем теплоты 10. Греющий тракт теплообменника догрева снабжен регулятором расхода 12, связанным с датчиком уровня 7, установленным в сборном баке 6.

Циркуляционный контур контактного экономайзера 3 включает в себя: поддон экономайзера, декарбонизатор 5, насос, теплообменники 8 и 9 (установленные параллельно), водораспределитель экономайзера, насадку. Циркуляционный контур контактного воздухоподогревателя 1 содержит: поддон воздухоподогревателя, насос, теплообменник 8, теплообменник 11, водораспределитель воздухоподогревателя, насадку. Таким образом, два эти контура соединены между собой через промежуточный теплообменник 8.

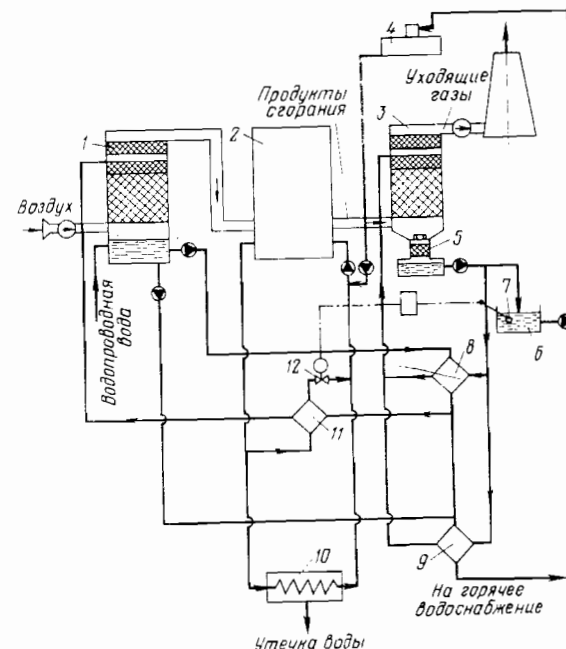


Рис. 5.18. Схема котельной установки

Котельная установка работает следующим образом. Продукты сгорания после котлоагрегата 2 поступают в контактный экономайзер 3, откуда уходящие продукты сгорания дымососом выбрасываются в дымовую трубу. Нагретая вода стекает из поддона контактного экономайзера 3 в декарбонизатор 5, из которого она забирается насосом, проходит через промежуточный теплообменник 8 и теплообменник 9 для нагрева воды системы горячего водоснабжения, где охлаждается, и возвращается на водораспределитель контактного экономайзера 3.

Охлажденная вода забирается из поддона контактного воздухоподогревателя 1, прокачивается последовательно через промежуточный теплообменник 8 и теплообменник догрева 11, где она нагревается до требуемой температуры, и возвращается на водораспределитель контактного воздухоподогревателя 1. Вода из водопровода, поступающая в систему горячего водоснабжения, подается в поддон воздухоподогревателя 1, где она смешивается с водой его циркуляционного контура. При этом часть водопроводной воды расходуется на компенсацию испарившейся в контактном воздухоподогревателе 1 воды циркуля-

ционного контура. Периодически производится продувка поддона воздухоподогревателя.

В результате этого содержание воды системы горячего водоснабжения, забираемой из поддона контактного воздухоподогревателя 1, незначительно увеличивается; вода подается для нагрева в теплообменник 9, подключенный к циркуляционному контуру контактного экономайзера 3.

Насыщенный воздух после контактного воздухоподогревателя 1 подается в котлоагрегат 2. Образующиеся при сгорании природного газа водяные пары вместе с водяными парами, поступившими в котлоагрегат с дутьевым воздухом и с продуктами сгорания, направляются в контактный экономайзер.

При глубоком охлаждении увлажненных продуктов сгорания в контактном экономайзере выделяется повышенное количество конденсата. Избыток конденсата из напорной линии циркуляционного насоса подается в сборный бак 6, откуда конденсат отдельным насосом перекачивается в деаэрактор 4 и далее поступает на подпитку системы теплоснабжения.

Предусмотрена система автоматического регулирования получения конденсата в необходимых количествах*. С уменьшением утечек уменьшается и требуемое количество конденсата, что приводит к повышению уровня воды в сборном баке 6. От датчика уровня 7 подается соответствующий сигнал на регулятор расхода 12. При этом уменьшается расход высокопотенциального теплоносителя через теплообменник догрева 11, что снижает температуру нагреваемой воды на входе в контактный воздухоподогреватель 1 и температуру (соответственно и влагосодержание) насыщенного дутьевого воздуха. В результате этого снижается влагосодержание продуктов сгорания на выходе из контактного экономайзера и уменьшается количество выделяющегося конденсата. При увеличении утечек воды у потребителя теплоты срабатывают датчик 7 и регулятор расхода 12, и расход высокопотенциального теплоносителя также увеличивается, что в конечном итоге приводит к увеличению количества выделяющегося из продуктов сгорания конденсата.

Данная схема реализована в объединенной котельной экспериментального энерготехнологического комплекса одного химического предприятия. В котельной установлены один котел ГМ-50 и два котла КВ-ГМ-50. Все котлы оборудованы контактными экономайзерами с промежуточными теплообменниками. Предварительный подогрев дутьевого воздуха осуществляется централизованно в двух контактных воздухоподогрева-

телях, оборудованных системой защиты от обмерзания. Чтобы предотвратить выпадение влаги в воздуховоде при подаче насыщенного дутьевого воздуха к индивидуальным поверхностным воздухоподогревателям котлов, часть наружного воздуха (10–15%) нагревается в калориферной установке.

В качестве насадки в контактных экономайзерах и воздухоподогревателях применены керамические кольца КК-50. Каждый контактный экономайзер разделен на две секции. Промежуточные теплообменники рассчитаны на обеспечение перепада температур между теплоносителями 10°C, расчетный к.п.д. котельной установки 0,95–0,96 по высшей теплоте сгорания природного газа. Небольшая разность температур между обменивающимися средами определяет и высокую термодинамическую эффективность схемы.

При работе по предлагаемой схеме влагосодержание газов перед контактными экономайзером X_k будет повышенным за счет дополнительного количества водяных паров, вносимых в топку с дутьевым воздухом, и может быть определено из выражения [82]

$$X_k = \frac{\rho_{в.п} V_{в.п} + \Delta G_{в.п}}{\rho_{с.г} V_{с.г}} \quad (5.9)$$

где $\rho_{в.п}$ — плотность водяных паров, кг/м³; $\rho_{в.п} \approx 0,805$ кг/м³; $V_{в.п}$ — объем водяных паров, образующихся при сжигании 1 м³ природного газа (при влагосодержании дутьевого воздуха 0,01 кг/кг сухого воздуха), м³/м³; $\rho_{с.г}$ — плотность сухих газов, кг/м³; $\rho_{с.г} \approx 1,33$ кг/м³; $V_{с.г}$ — объем сухих газов, образующихся при сжигании 1 м³ природного газа, м³/м³; $\Delta G_{в.п}$ — масса водяных паров, вносимых в топку с увлажненным дутьевым воздухом, кг/м³.

С учетом данных [77] влагосодержание продуктов сгорания перед контактными экономайзером при подаче в топку увлажненного дутьевого воздуха будет равно

$$X_k = \frac{0,605(2,0 + 0,16\alpha_k) + 1,026(X_B^H - 0,01)\alpha_1}{9,48\alpha_k - 1} \quad (5.10)$$

где α_1 — коэффициент избытка воздуха в топке; X_B^H — влагосодержание насыщенного дутьевого воздуха, кг/кг сухого воздуха.

Величину X_B^H можно определить по известным табличным данным в зависимости от температуры насыщенного воздуха. Для $\alpha_1 = 1,2$ по формуле (5.10) построен график (рис. 5.19) зависимости влагосодержания газов перед контактными экономайзерами от коэффициента избытка воздуха в них α_k и температуры насыщенного дутьевого воздуха t_B^H .

При известной величине X_B^H количество выделяющегося конденсата ΔW можно определить по формуле (5.3). Наиболее

* А.с. 909413 СССР. Кл. F22D1/36; Б.И., 1982, № 8, с. 196.

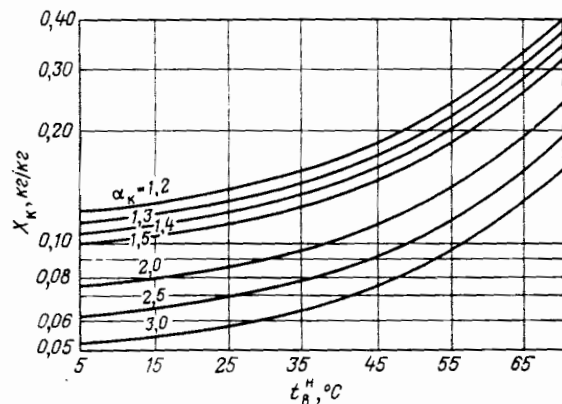


Рис. 5.19. Зависимость влагосодержания продуктов сгорания перед контактным экономайзером X_k от коэффициента избытка воздуха в них α_k и температуры насыщенного дутьевого воздуха t_g^H

удобно величину ΔW определять по номограмме. Для построения номограммы формулу (5.3) преобразуем к виду:

$$\Delta W + X_{yx} g + (-X_k g) = 0. \quad (5.11)$$

На основании формул (5.6), (5.9) и (5.10) построена номограмма (рис. 5.20) по выравненным точкам с параллельными шкалами ΔW и t_{yx} и бинарным полем (α_k , t_g^H).

Так, при $t_{yx} = 40^\circ\text{C}$, $\alpha_k = 1,5$ и $t_g^H = 50^\circ\text{C}$ при сжигании 1 м^3 природного газа может быть получено теоретически до 2 кг конденсата; из этого количества фактически можно использовать 85%, так как до 15% дутьевого воздуха нагревается в калориферах без изменения влагосодержания. Кроме того, в реальных условиях (с учетом уноса части влаги из контактных аппаратов и потерь воды в циркуляционном контуре) можно принимать величину ΔW по номограмме с понижающим коэффициентом 0,8. При работе котла ГМ-50 по данной схеме (расход природного газа $4800 \text{ м}^3/\text{ч}$) можно получить до $0,85 \cdot 0,8 \cdot 2 \cdot 4800 = 6530 \text{ кг/ч}$ конденсата, а при работе котла КВ-ГМ-50 (расход природного газа $6150 \text{ м}^3/\text{ч}$) можно получить до $0,85 \cdot 0,8 \cdot 2 \cdot 6150 = 8370 \text{ кг/ч}$ конденсата. Таким образом, в запроектованной котельной всего можно использовать $6530 + (2 \cdot 8370) = 23270 \text{ кг/ч}$ конденсата для подпитки системы теплоснабжения. В этом случае котельная может эксплуатироваться без химводоочистки при возврате более 66% конденсата.

Применение описанной схемы в паровой котельной при аналогичных режимах даст возможность вести эксплуатацию

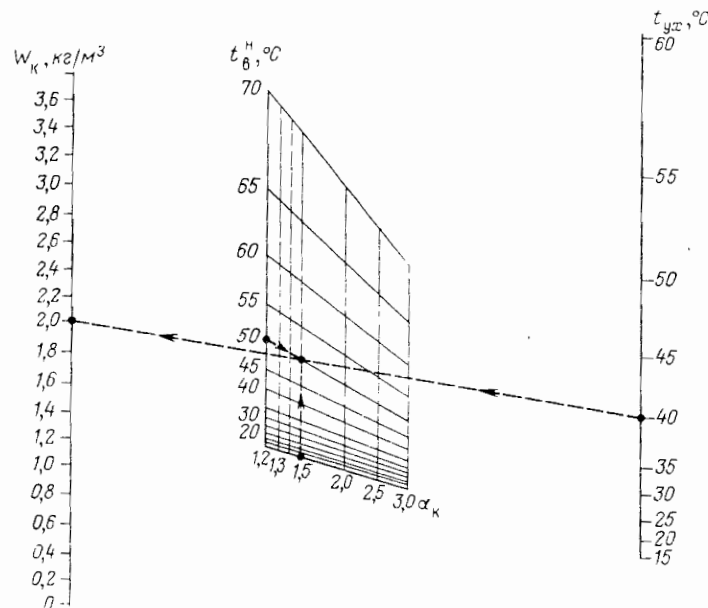


Рис. 5.20. Номограмма для определения количества получаемого конденсата

без химводоочистки при возврате не менее 87% конденсата. Повышение температуры насыщенного дутьевого воздуха до 60°C позволит снизить возврат конденсата до 81%, а повышение этой температуры до 65°C обеспечить работу котельной при возврате конденсата до 66%. В водогрейных котельных при количестве подпиточной воды в закрытой системе теплоснабжения, равном 1% от расхода циркулирующей воды, использование данной схемы позволит вести эксплуатацию без химводоочистки при контактом нагреве дутьевого воздуха до 40°C .

Применение предлагаемой схемы приводит к некоторому увеличению затрат на дымовую трубу и газоходы после контактных экономайзеров (антикоррозионная защита, мероприятия по удалению конденсата). Одновременно сокращаются капитальные вложения и эксплуатационные расходы на водоподготовку. Сравнительные технико-экономические расчеты показали [83], что себестоимость отпускаемой теплоты составляет 1,49 руб./ГДж. Эта величина на 16% ниже себестоимости отпускаемой теплоты в котельной, работающей по традиционной схеме.

Степень увлажнения дутьевого воздуха ограничена условиями проведения процесса сжигания природного газа. При необходимости получения больших количеств конденсата можно организовать дополнительное увлажнение продуктов сгорания в специальном аппарате перед подачей их в контактный экономайзер.

На химических предприятиях эксплуатируется довольно много технологических печей, в условно-чистых продуктах сгорания которых содержится повышенное количество водяных паров. В этом случае особенно эффективно применение контактных экономайзеров с промежуточными теплообменниками, поскольку появляется возможность выделяющийся из влажных продуктов сгорания конденсат возвращать технологическим потребителям, а также использовать на подпитку систем теплоснабжения.

При использовании конденсата, выпадающего из продуктов сгорания топливосжигающих установок, необходимо обратить внимание на пусковой режим.

Пуск установок можно осуществлять двумя способами. Первый способ заключается в заполнении циркуляционного контура контактного экономайзера химически очищенной водой из заводской химводоочистки. Это позволяет сразу после пуска установки использовать получаемый в контактном экономайзере конденсат для подпитки систем теплоснабжения. По второму способу циркуляционный контур контактного экономайзера первоначально заполняют водопроводной водой и некоторое время после пуска систему теплоснабжения подпитывают из заводской химводоочистки [84].

В дальнейшем в связи с выпадением в количестве ΔW^0 конденсата в контуре контактного экономайзера будет циркулировать все меньшая доля водопроводной воды, а соответственно будет уменьшаться и концентрация солей в циркулирующей воде. Чтобы определить изменение концентрации солей в контуре объемом V при условии идеального перемешивания конденсата с циркулирующей водой, составим дифференциальное уравнение

$$dg = -\Delta W^0 \frac{g}{V} d\tau, \quad (5.12)$$

где $g = CV$ — общее количество солей, находящихся в контуре к моменту времени τ .

Разделим обе части уравнения (5.12) на g и проинтегрируем левую часть по g , а правую по τ :

$$\int \frac{dg}{g} = -\frac{\Delta W^0}{V} \int d\tau, \quad (5.13)$$

откуда

$$\ln g = -\frac{\Delta W^0}{V} \tau + C. \quad (5.14)$$

Значение постоянной интегрирования C находим из условия, что при $\tau = 0$, $g = g_0$. Отсюда $C = \ln g_0$. Тогда

$$\ln \frac{g}{g_0} = -\frac{\Delta W^0}{V} \tau; \quad (5.15) \quad \frac{g}{g_0} = e^{(-\Delta W^0/V)\tau}. \quad (5.16)$$

откуда

$$\frac{C}{C_0} = e^{(-\Delta W^0/V)\tau}. \quad (5.17)$$

Величину C/C_0 можно определить по рис. 5.21. Так, при $\Delta W^0/V = 8 \cdot 10^{-5}$ через 8 ч работы концентрация солей в контуре будет составлять 9% от первоначальной концентрации. Кроме того, как видно из выражения (5.17) и рис. 5.21, величина C/C_0 уменьшается с увеличением времени работы установки, уменьшением объема циркуляционного контура и увеличением количества поступающего конденсата, зависящего от температуры уходящих продуктов сгорания.

Обратная задача, когда необходимо определить, за какое время может быть достигнуто заданное изменение концентрации

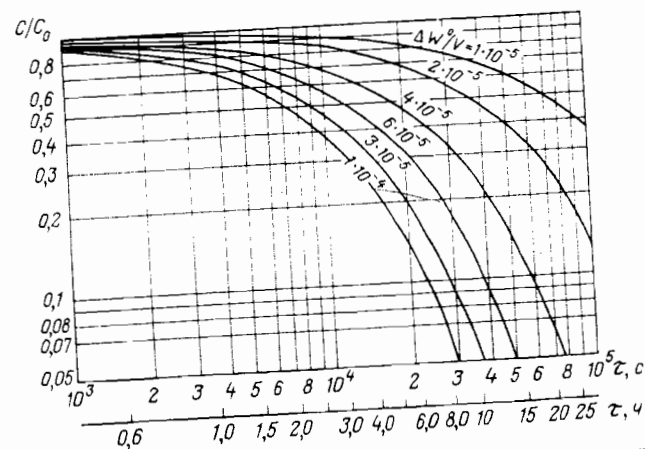


Рис. 5.21. Зависимость изменения концентраций солей C/C_0 в циркулирующей воде от отношения количества поступающего конденсата к объему циркуляционного контура $\Delta W^0/V$ и от времени работы контактного экономайзера τ

ции солей по отношению к первоначальной концентрации, определяется из выражения

$$\tau = \frac{V}{\Delta W^0} \ln \frac{1}{C/C_0} \quad (5.18)$$

Полученные выражения позволяют определять в период пуска установки концентрацию солей в контуре контактный экономайзер — промежуточный теплообменник, а также время, необходимое для достижения в нем заданной концентрации солей.

Для быстрого выхода на заданную концентрацию солей в циркуляционном контуре необходимо уменьшать его объемы и снижать температуру уходящих продуктов сгорания.

В ряде технологических процессов химических производств используется острый пар, подаваемый в реакционную зону технологических аппаратов. С целью снижения расхода острого пара разработан рекуператор контактно-поверхностного типа РКП-5, который предназначен для подогрева и увлажнения воздуха, поступающего в технологическую печь, за счет теплоты и влаги, отбираемых из запыленных отходящих газов печи. Производительность рекуператора по отходящим газам 5000 кг/ч (рис. 5.22).

Теплообменник 2 рекуператора позволяет регулировать в широких пределах степень увлажнения дутьевого воздуха. Применение охлаждающего теплообменника 11 объясняется тем, что количество теплоты, получаемой в контактном экономайзере 1а, практически всегда превышает количество теплоты, отбираемой от воды циркуляционного контура в контактном воздухоподогревателе 1б.

В поверхностных воздухоподогревателях 6 и водонагревателе 7 основными теплопередающими элементами являются термосифоны, которые сварены в трубную доску, разделяющую обменивающиеся среды.

Такая конструкция теплообменников обеспечивает доступ к поверхностям нагрева, находящимся в газоходе, для периодической очистки их от пыли.

Описанные схемы показывают возможность комплексного использования продуктов сгорания природного газа. При этом обеспечивается повышение эффективности использования топлива и решается весьма важная экологическая проблема — сокращается (а иногда и полностью ликвидируется) сброс содсодержащих сточных вод от источника теплоты в природные водоемы и одновременно уменьшается потребление свежей во-

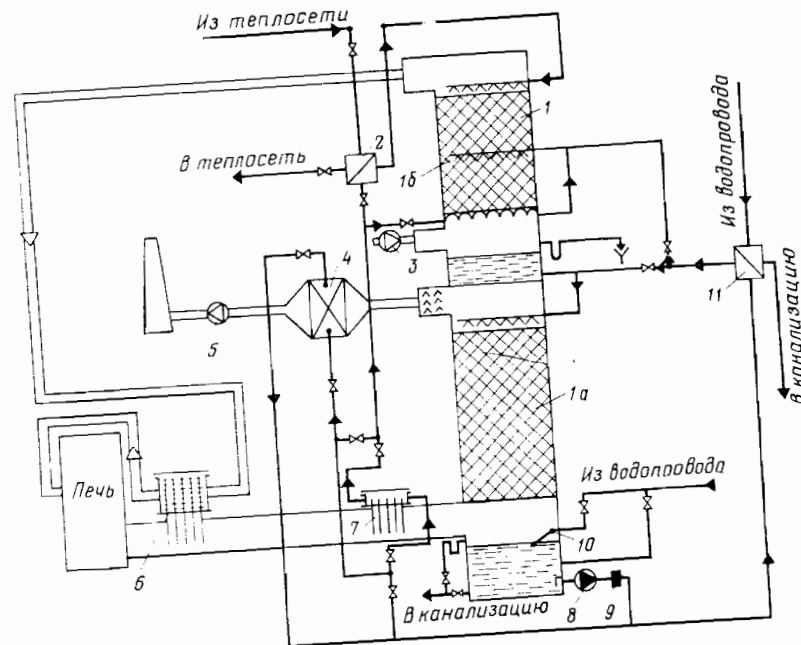


Рис. 5.22. Принципиальная схема рекуператора контактно-поверхностного:

1 - контактный рекуператор; 1а - контактный экономайзер; 1б - контактный воздухоподогреватель; 2, 11 - теплообменники; 3 - дутьевой вентилятор; 4 - калорифер для подсушки отходящих газов; 5 - дымосос (вентилятор); 6 - поверхностный воздухоподогреватель; 7 - поверхностный водонагреватель; 8 - циркуляционный насос; 9 - фильтр; 10 - поплавковый клапан

ды. Кроме того, при увлажнении дутьевого воздуха топливоспользующих установок в определенной степени снижается образование в процессе горения оксидов азота (см. гл. 7).

5.5. Схемы с использованием теплоты парового конденсата

В зависимости от конкретных условий пароснабжения предприятия, способов отвода конденсата от паропотребляющего оборудования и количества конденсата проектируются и эксплуатируются различные схемы использования низкпотенциальной теплоты парового конденсата. Одно из наиболее распространенных направлений основано на том, что в системах сбора конденсата всегда имеется вторичный пар $g_{вк}$ — смесь пара вторичного вскипания $g_{вск}$ и пролетного $g_{пр}$

$$q_v = q_{вск} + q_{пр}. \quad (5.19)$$

Удельное количество пара вторичного вскипания, образующегося в системе сбора конденсата (на 1 кг конденсата, отводимого от паропотребляющего оборудования), зависит от разности давлений пара в паровом пространстве обогреваемого объекта P_1 и в приемной емкости сбора конденсата P_2 ; его можно определить из выражения

$$q_{вск} = \frac{i'_1 - i'_2}{r_2}, \quad (5.20)$$

где i'_1 и i'_2 — энтальпии конденсата соответственно при давлениях P_1 и P_2 , кДж/кг; r_2 — скрытая теплота парообразования при давлении P_2 , кДж/кг.

Для наиболее распространенного интервала давлений пара, используемого в технологических процессах на химических предприятиях (0,2–2,5 МПа), при атмосферном давлении в емкости приема конденсата удельные количества образующегося пара вторичного вскипания будут следующими:

P_1 , МПа . . .	2	3	4	5	8	10	15	20	25
$q_{вск}$, кг/кг . .	0,04	0,06	0,08	0,10	0,13	0,15	0,19	0,21	0,24

Относительно фактического количества пролетного пара имеются весьма различные данные: от 5 до 30% паропотребления. Например, приводится величина возможных потерь до 25% потребляемого пара [85].

Количество пролетного пара в основном зависит от конструкции паропотребляющего оборудования и устройства, отводящего конденсат. Целесообразно в каждом конкретном случае установить фактическое количество пролетного пара в системе сбора конденсата как разность между общим количеством вторичного пара, отбираемого из емкости сбора конденсата (определяется при полной конденсации пара), и количеством пара вторичного вскипания, определяемым по формуле (5.20). Это позволит избежать довольно распространенной ошибки — прокладки конденсатопроводов заниженных диаметров.

Таким образом, использование теплоты вторичного пара систем сбора конденсата промышленных предприятий является весьма ощутимой статьей экономии ТЭР. Для этого необходимо создать централизованные установки утилизации, позволяющие использовать теплоту вторичного пара группой потребителей пара, от которых конденсат собирается на одну станцию сбора и перекачки его.

При этом необходимо выполнение следующих условий: система должна быть закрытой, не связанной с атмосферой: в емкостях сбора конденсата должно поддерживаться небольшое избыточное давление.

Для исключения подпора отдельных потребителей пара по конденсатным линиям, все конденсатопроводы должны быть выполнены достаточной пропускной способности с учетом различных давлений в технологическом паропотребляющем оборудовании, наличия пролетного пара и образования пара вторичного вскипания непосредственно после конденсатоотводчиков. Когда в технологических установках потребляется пар повышенных параметров (например 2,5 МПа), целесообразно конденсат этого пара предварительно собирать в сепараторах повышенного давления и затем выдавать пар в сеть давлением 0,3–0,7 МПа, а конденсат направлять в емкости центральных станций сбора и перекачки.

Пар пролетный и вторичного вскипания, собирающийся в емкостях системы сбора конденсата, как правило, имеет небольшое избыточное давление и температуру, близкую к 100 °С, поэтому его не целесообразно транспортировать на большие расстояния.

Ниже рассмотрены две схемы использования теплоты вторичного пара: для хозяйственно-бытового горячего водоснабжения и технологических нужд. Обе схемы реализованы на одном из химических предприятий.

Система горячего водоснабжения. При разработке схемы горячего водоснабжения промышленного предприятия, расположенного на значительном удалении от жилых кварталов города, в первую очередь необходимо выбрать первичный теплоноситель и способ его подачи от источника теплоснабжения к потребителю. Если для городских систем при централизованном теплоснабжении от ТЭЦ или районной котельной первичным теплоносителем всегда является горячая вода, то для предприятий этот вопрос не всегда решается однозначно.

Действительно, для горячего водоснабжения промышленного предприятия в качестве первичного теплоносителя в одном случае целесообразно использовать горячую воду, подаваемую от ТЭЦ, или котельной для нужд отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, в другом случае — пар, необходимый для технологических процессов, в третьем — горячую воду, транспортируемую от источника теплоты к потребителю по специальному трубопроводу, в четвертом — от теплонасосных установок и, наконец, — отбросную низкопотенциальную теплоту.

Промышленные потребители, получающие пар для технологических нужд, как правило, для горячего водоснабжения используют этот же пар. В технологических корпусах сооружают местные водоподогревательные установки, в которых хозяйственно-питьевая вода нагревается паром в поверхностных подогревателях. Недостатки подобного способа получения горячей воды очевидны. Прежде всего — это его неэкономичность в энергетическом отношении: для получения горячей воды с температурой 55–70 °С используется пар, имеющий параметры, определяемые потребностями технологических потребителей. В большинстве случаев это — пар давлением 0,3–2,5 МПа, что при теплоснабжении от ТЭЦ определяет значительную недовыработку электроэнергии на базе теплового потребления (в данном случае на теплопотреблении горячего водоснабжения). При указанных выше параметрах пара, поступающего к потребителю, удельная недовыработка электроэнергии на ТЭЦ по теплофикационному циклу составит 25–50 кВт·ч/ГДж.

Другой отрицательной стороной отмеченного выше способа получения горячей воды является подача хозяйственно-питьевой воды любой жесткости из водопроводных сетей прямо в подогреватели, что приводит в ряде случаев к быстрому зарастанию трубок подогревателей и разводящих трубопроводов горячей воды.

Отличительной чертой промышленных систем горячего водоснабжения является и режим потребления горячей воды в течение суток, характеризующийся резко выраженными максимумами, приходящимися на первый час после окончания каждой смены и особенно на время после окончания утренней смены. Коэффициент часовой неравномерности, определяемый как отношение максимального часового расхода в течение суток к средне-часовому, получается чаще всего в пределах 3–5, а в ряде случаев, в отсутствие крупных потребителей горячей воды, работающих непрерывно значительную часть суток, может достигать 8–10.

На рис. 5.23 показана схема основных энергетических потоков установки приготвления горячей воды для нужд горячего водоснабжения с использованием теплоты вторичного пара системы сбора конденсата. Пар давлением 0,3–2,5 МПа поступает по трубопроводам 1', 1'' и 1''' к технологическим потребителям I, от которых конденсат при температурах 133–223 °С (соответствующих температурам насыщения при давлениях пара, поддерживаемых в аппаратах) и вторичный пар по трубопроводам 2', 2'', 2''' направляется в сепаратор-расширитель II. В се-

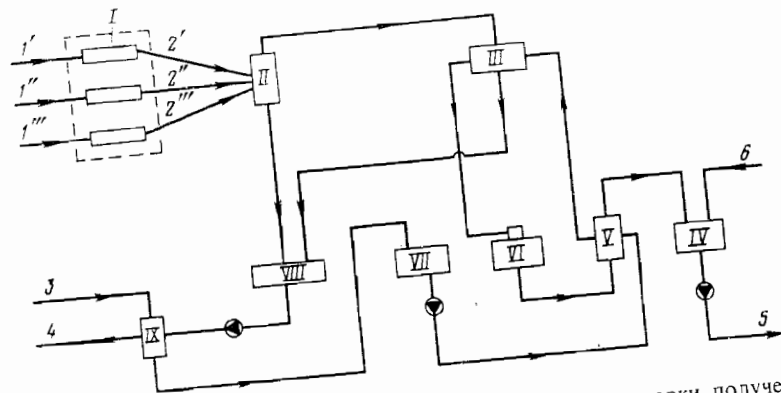


Рис. 5.23. Схема основных энергетических потоков установки получения горячей воды для нужд горячего водоснабжения с использованием теплоты вторичного пара системы сбора конденсата

параторе при давлении 0,14–0,15 МПа вторичный пар, имеющий температуру 109–111 °С, отделяется от конденсата. Из сепаратора конденсат поступает в емкости сбора конденсата VIII, в которых поддерживается давление 0,11 МПа, и затем по трубопроводу 4 откачивается на ТЭЦ.

Исходная вода питьевого качества 3 с температурой 5–15 °С, пройдя подогреватель IX, установку умягчения II, подогреватель I направляется в подогреватель III, где подогревается вторичным паром до 95 °С, после чего поступает в деаэратор VI. После деаэратора вода охлаждается в теплообменнике V до 65–70 °С, и поступает в баки-аккумуляторы IV, откуда по трубопроводу 5 откачивается потребителям.

Поскольку характер потребления воды не является равномерным, предусмотрена рециркуляционная линия 6, по которой часть воды, пройдя по кольцевому трубопроводу, возвращается в баки-аккумуляторы. Приведенная схема позволяет удачно решить ряд вопросов, весьма актуальных для систем теплоснабжения промышленных предприятий. Прежде всего это возможность централизованной утилизации низкопотенциальной теплоты вторичного пара системы сбора конденсата. Расширяется область возможного использования этой теплоты, снижается влияние способов отвода конденсата от напоротребляющего оборудования на общий расход пара предприятия и одновременно отпадает необходимость в местных водоподогревательных установках.

Использование вторичного пара системы сбора конденсата путем применения пароструйных компрессоров. Эта схема реализована при реконструкции крупной станции перекачки конденсата с одновременным переходом от открытой системы сбора конденсата (рис. 5.24, а) на закрытую (рис. 5.24, б).

До реконструкции теплота вторичного пара полностью терялась. Потери составляли около 25 МВт. Кроме того, тратилось значительное количество технической воды на захлаживание пароконденсатной смеси перед емкостями сбора конденсата. Для использования вторичного пара установлены сепараторы-расширители и пароструйные компрессоры. Давление в сепараторе-расширителе поддерживается порядка 0,12–0,13 МПа, в емкостях сбора конденсата 0,05–0,1 МПа. В качестве рабочего агента для пароструйных компрессоров использован пар давлением 1,5–1,8 МПа, поступающий на предприятие для технологических нужд и частично редуцированный у потребителей до давления 0,2–0,4 МПа. Давление пара на выходе пароструйных компрессоров 0,2 МПа вполне достаточно для проведения технологического процесса, коэффициент инжекции составляет 0,8–1,0.

Для химических предприятий может представить интерес еще одно направление использования теплоты вторичного пара и конденсата — это выработка холода повышенных параметров. При этом следует иметь в виду, что энергоснабжающие орга-

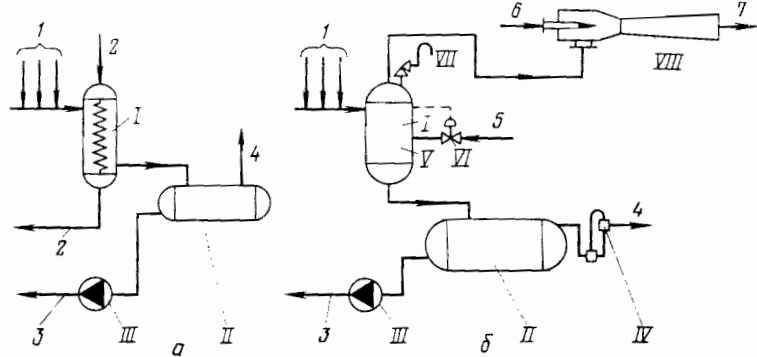


Рис. 5.24. Схема использования вторичного пара системы сбора конденсата с применением пароструйного компрессора (до реконструкции и после нее):

I — теплообменник-охладитель конденсата; II — емкость сбора конденсата; III — конденсатный насос; IV — гидрозатвор; V — сепаратор-расширитель; VI — предохранительный клапан; VII — пароструйный компрессор; I — конденсат от паропотребляющего оборудования; 2 — охлаждающая вода; 3 — конденсат из источника пароснабжения; 4 — воздушник; 5 — пар низких параметров; 6 — пар повышенных параметров; 7 — пар давлением 0,2 МПа в производство сульфата аммония

низации заинтересованы в снижении температуры конденсата, возвращаемого в источник пароснабжения, поскольку это сопровождается уменьшением условно-постоянных расходов в себестоимости отпускаемой энергии и экономией топлива. Например, при пароснабжении от ТЭЦ с турбинами ПТ60-90/13 и 50–60%-ном возврате конденсата снижение его температуры с 95 до 70 °С обеспечивает экономию топлива 0,4–0,5% [86].

Ниже приведены результаты технико-экономического обоснования использования на одном химическом предприятии теплоты конденсата, возвращаемого в источник теплоснабжения, для получения холода повышенных параметров. На предприятии эксплуатируется пароконденсационная холодильная станция мощностью 10 МВт для получения холода (5–7 °С). Холод круглогодично используется в технологических производствах. В качестве альтернативного варианта для сокращения затрат на производство холода рассмотрено сооружение абсорбционных бромистолитиевых холодильных установок, использующих теплоту конденсата в интервале температур 100–85 °С. Определена себестоимость получения холода на этих установках, которая сравнивается с себестоимостью получения холода на действующей холодильной станции:

Температурный диапазон использования теплоты конденсата, °С	100–85
Количество конденсата, используемого в качестве первичного теплоносителя, т/ч	500
Количество используемой теплоты конденсата, тыс. ГДж/год	252
Число и тип абсорбционных холодильных машин	2. АБХА-2500
Холодильный коэффициент	0,65
Количество получаемого холода (6 °С), тыс. ГДж/год	164,0
Капитальные вложения, всего, тыс. руб.	450,0
в том числе на оборудование, тыс. руб.	300,0
Эксплуатационные расходы (без затрат на теплоту конденсата), тыс. руб.	210,0
Стоимость теплоты конденсата (при оплате по топливной составляющей 1,15 руб./ГДж), тыс. руб.	173,0
Суммарные годовые затраты, тыс. руб.	383,0
Себестоимость выработки 1 ГДж холода (6 °С) с использованием теплоты конденсата, руб./ГДж	2,33
Себестоимость выработки 1 ГДж холода (6 °С) на действующей компрессионной холодильной станции, руб./ГДж	3,10
Экономия затрат для предприятия, тыс. руб./год	126,3
Срок окупаемости капитальных вложений на строительство абсорбционных холодильных установок, годы	3,6
Сокращение потребления электроэнергии на производство холода при частичном переводе выработки на абсорбционные холодильные установки, млн. кВт·ч	15,6

Приведенные данные показывают целесообразность использования теплоты конденсата, возвращаемого в источник теплоснабжения, для получения холода повышенных параметров на абсорбционных холодильных установках.

5.6. Использование низкопотенциальной теплоты в тепличных хозяйствах

Тепличные хозяйства могут быть весьма крупными потребителями отбросной низкопотенциальной теплоты. Для обогрева 1 га теплиц требуется от 3 до 8 МВт теплоты в зависимости от района их размещения. Пока подавляющая часть тепличных хозяйств обеспечивается теплотой от котельных и ТЭЦ, что, естественно, сопровождается соответствующим потреблением органического топлива. Даже при льготном тарифе на тепловую энергию, отпускаемую тепличным хозяйствам, доля стоимости тепловой энергии в себестоимости овощей, выращиваемых в теплицах, составляет от 30 до 70% [87].

Имеются многочисленные технические разработки (некоторые из них уже реализованы), показывающие экономическую целесообразность использования в тепличных хозяйствах отбросной низкопотенциальной теплоты.

В зависимости от требуемых параметров теплоносителя теплицы условно можно разделить на две группы: с традиционной системой отопления, рассчитанной на температуру теплоносителя 95 °С и выше, и теплицы, в которых могут быть использованы теплоносители с температурами 20–70 °С. Можно ожидать, что теплицы второй группы уже в ближайшей перспективе получат большое распространение.

Теплицы и тепличные комбинаты как потребители теплоты характеризуются некоторыми особенностями, которые необходимо учитывать при организации их теплоснабжения:

большие теплотери, обусловленные малым термическим сопротивлением ограждающих конструкций, выполняемых из стекла или полимерной пленки;

значительная инфильтрация наружного воздуха (от 10 до 45% основных теплотер);

малая тепловая устойчивость, обусловленная низкой тепловой инерцией ограждающих конструкций;

резкопеременный характер суточного и годового потребления теплоты;

повышенные требования к поддержанию определенных параметров микроклимата, обусловленные агротехническими нормами;

периодическое проведение технологических мероприятий, требующих дополнительных затрат тепловой энергии (термическая обработка почвенного слоя, разогрев грунта и т.д.); использование теплоносителей с различными температурами для обогрева шатра теплицы и подпочвенного обогрева.

Традиционная система отопления теплицы состоит из двух практически автономных контуров: обогрева шатра теплицы (теплоноситель – вода с расчетными температурами 95/70 °С) и подпочвенного обогрева (теплоноситель – вода с расчетными температурами 40/30 °С). Таким образом, теплица – это потребитель низкопотенциальной теплоты. Температуру воды, обогревающей шатер, выбирают из условия предотвращения «ожогов» растений: подпочвенный обогрев, способствующий более раннему созреванию растений, обеспечивает температуру грунта в корнеобитаемом слое почвы (на глубине 0,2–0,3 м) порядка 18–25 °С. Мощность подпочвенного обогрева зависит от геометрических размеров теплицы и климатических условий и находится в пределах 15–25% от общего расхода теплоты на обогрев сооружения [88].

Система подпочвенного обогрева состоит обычно из пластмассовых труб, которые прокладывают на глубине не менее 0,4 м от проектной отметки поверхности почвы. Низкая температура воды, подаваемой на подпочвенный обогрев, обеспечивается смещением части обратной воды системы обогрева шатра и обратной воды системы подпочвенного обогрева.

В последние годы определенный опыт отопления теплиц с использованием ВЭР накоплен на компрессорных станциях магистральных газопроводов. На отходящих продуктах сгорания газотурбинных установок устанавливают серийные рекуперативные теплообменники. Теплообменник рассчитан на расход 90 т/ч продуктов сгорания с температурой 250 °С при охлаждении их до 190 °С для нагрева воды от 70 до 150 °С [89]. Однако широкое внедрение этих теплообменников на газоперекачивающих станциях сдерживается тем, что на теплообменных поверхностях происходит интенсивное отложение солей карбонатной жесткости, поскольку через них пропускают, как правило, сырую необработанную воду. В результате этого через 1,5–2 года эксплуатации теплообменники выходят из строя.

Очевидно, необходимо организовать на газоперекачивающих станциях систему водоподготовки. Применение традиционной водоподготовки связано с рядом сложностей, обусловленных расположением этих станций на значительном расстоянии от населенных пунктов (поставка реагентов, отсутствие специального обслуживающего персонала и т.д.).

Для решения этой проблемы следует использовать контактные теплоутилизаторы (экономайзеры) для глубокого охлаждения продуктов сгорания, что позволит не только получить дополнительное количество теплоты, но и практически полностью обеспечить конденсатом (обессоленной водой) закрытую систему теплоснабжения (см. разд. 5.4). В контактном экономайзере, установленном за рекуперативным теплообменником, пропускающим 90 т/ч продуктов сгорания, может быть получено 1,8–2,0 т/ч конденсата (20–22 г на 1 кг продуктов сгорания). Увеличения количества получаемого конденсата можно достигнуть как увлажнением дутьевого воздуха, так и адиабатным доувлажнением продуктов сгорания перед контактным экономайзером.

При теплоснабжении тепличных комбинатов необходимо обеспечивать высокую надежность работы системы, поскольку перерывы в подаче теплоты практически не допускаются. На газоперекачивающих станциях строят резервные котельные или утилизационные теплообменники оборудуют подтопочными устройствами с автономным газогорелочным блоком (рис. 5.25). При теплоснабжении теплиц за счет ВЭР промышленных предприятий в качестве резервного источника теплоты может быть принята система теплоснабжения этих же предприятий. Целесообразно для обычных теплиц использовать теплую воду водооборотных систем промышленных предприятий с температурой 30–40 °С, но в этом случае обеспечивается,

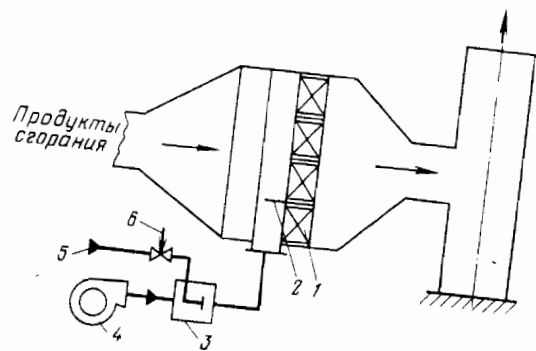


Рис. 5.25. Утилизационный теплообменник с подтопочным устройством:
1 – нижняя секция теплообменника; 2 – шибер; 3 – газогорелочное устройство; 4 – дутьевой вентилятор; 5 – подвод природного газа; 6 – регулирующий клапан

только 15–25% общей потребности теплиц в теплоте (подпочвенный обогрев).

В ФРГ и Голландии применяют системы отопления теплиц с двумя независимыми циркуляционными контурами обогрева шатра и подпочвенного обогрева. Первый контур подключается к поверхностному газовому котлу, второй – через промежуточный теплообменник к контактному теплоутилизатору (рис. 5.26) [90].

В работах [91, 92] анализируется опыт Голландии по использованию продуктов сгорания природного газа непосредственно в теплицах для подкормки растений диоксидом углерода. На 1000 м² площади теплицы необходимо подавать около 100 м³ продуктов сгорания. Подводить СО₂ следует при освещенности более 1000 лк. Стремятся поддерживать содержание СО₂ в теплице около 0,2%, что не опасно для людей и растений.

Продукты сгорания подают в теплицу двумя вентиляторами. Первый забирает из общего газохода необходимое количество продуктов сгорания и подает их во всасывающую линию второго вентилятора, который на одну часть продуктов сгорания подсасывает две части воздуха и эту смесь с температурой 27–30 °С направляет в теплицу. Газы в теплице распределяются по пленочным трубопроводам с отверстиями в нижней части; трубопроводы проложены на высоте 2,0–2,5 м.

Одним из условий использования продуктов сгорания в теплицах является отсутствие в них СО и С₂Н₄, т.е. надо обеспечивать в теплогенераторе полное сгорание природного газа.

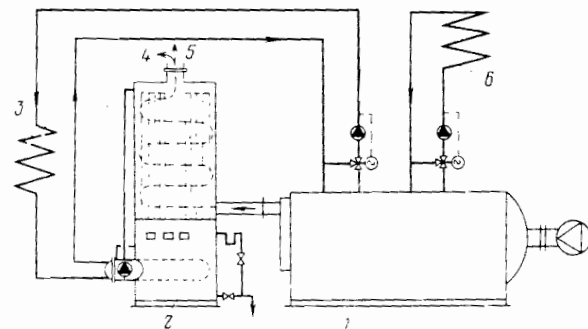


Рис. 5.26. Утилизация теплоты с использованием диоксида углерода:
1 – котел; 2 – контактный утилизатор теплоты; 3 – низкотемпературная система отопления (подпочвенный обогрев) с температурой воды 38 °С; 4 – на углекислотную подкормку растений; 5 – осушенные и охлажденные газы с температурой 55–60 °С; 6 – традиционная система отопления

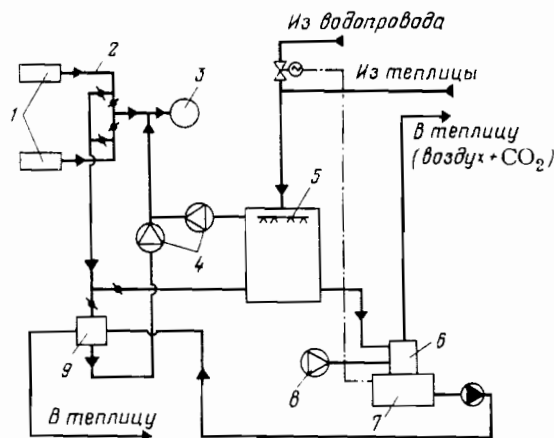


Рис. 5.27. Схема установки утилизации теплоты уходящих газов для теплоснабжения теплицы:

1 - отопительные котлы; 2 - газосход; 3 - дымовая труба; 4 - дымососы; 5 - контактный экономайзер; 6 - декарбонизаторная колонка; 7 - бак-аккумулятор; 8 - вентилятор; 9 - поверхностный утилизатор

Необходимо учитывать, что даже при отлаженных горелках СО может образовываться в период розжига. Поэтому при розжиге продукты сгорания в теплицу не подаются. Имеются ограничения и по содержанию в продуктах сгорания оксидов азота (NO_x). Отмечается, что наибольшую токсичность имеет диоксид азота, концентрация которого не должна превышать $0,3-0,8 \text{ мг/м}^3$. Обычно доля NO_2 в общем количестве NO_x , содержащихся в продуктах сгорания крупных энергетических котлов, не превышает 2-3%, а для промышленных котлов 5-11%.

НИИСТ совместно с ЦЭКТБ «Промтеплица» разработали утилизационную установку, использующую теплоту уходящих газов отопительных котлов для теплицы (рис. 5.27)*. Для повышения надежности работы установка подключена параллельно к двум котлам. Отличительной особенностью установки является использование обогащенного CO_2 воздуха после декарбонизаторной колонки для подкормки растений, что практически исключает попадание в теплицу NO_x .

Утилизационная установка проходит промышленные испытания на Краснодарской овощной фабрике. Она предназначена для теплоснабжения фрагмента теплицы площадью 1000 м^2 . В качестве контактного утилизатора применен экономайзер ти-

па ЭК-БМ-1 (диаметром 1 м) с насадкой Инталокс-50, в котором вода нагревается до $50-55^\circ\text{C}$. Поверхностный утилизатор состоит из двух калориферов типа КВБ-11, установленных последовательно по ходу газов. В них вода догревается до $65-70^\circ\text{C}$ для подачи в систему обогрева шатра теплицы. Поверхность нагрева системы отопления шатра теплицы увеличена по сравнению с типовым проектом, поскольку используется вода с температурой 70°C вместо 95°C . С этой же целью система водяного отопления дополнена системой воздушного отопления.

Таким образом, размещение теплицы вблизи топливоиспользующих установок, работающих на природном газе, позволяет комплексно использовать продукты сгорания в качестве источника теплоты, конденсата (обессоленной воды) и стимулятора роста растений, т.е. эффективно использовать не только их термическую эксергию, но и химическую.

Фактически, во всех описанных выше технических решениях применяют традиционные системы отопления теплиц, в которых требуемая температура воды в подающем трубопроводе системы отопления шатра может быть снижена лишь до 70°C при соответствующей реконструкции местных нагревательных приборов. Для использования в системах отопления теплиц теплоносителей с более низкими параметрами предлагаются принципиально новые конструкции теплиц и систем отопления. Большинство новых разработок находится еще в стадии экспериментальной проверки.

Весьма перспективными конструкциями теплиц, использующих теплую воду пониженных температур (вплоть до 10°C), являются гидротеплицы, в которых низкотемпературная вода в виде тонкой пленки непрерывно пропускается по всей поверхности стеклянного покрытия теплицы. На кровле теплицы она охлаждается на $10-12^\circ\text{C}$, отдавая часть теплоты воздуху теплицы. Согласно проведенным исследованиям, наиболее благоприятный тепловой режим теплицы без дополнительного обогрева почвы достигается при средней температуре водяной пленки $20-25^\circ\text{C}$. При температуре пленки воды $14-16^\circ\text{C}$ требуется одновременный обогрев почвы водой с температурой $25-40^\circ\text{C}$.

Разработаны следующие модификации гидротеплиц: теплица с водонаполняемой горизонтальной остекленной кровлей, где слой воды составляет $0,06-0,01 \text{ м}$ и охлаждение достигает $12-14^\circ\text{C}$; теплица с покрытием из светопрозрачных пластмассовых панелей, совмещающих функции несущего светопрозрачного

* А.с. 1111706 СССР. Кл.А01G9/24; Б.И., 1984, № 33, с. 4.

ограждения и приборов отопления. Использование таких панелей для ограждения теплиц позволяет создать объем сооружения, полностью теплоизолированный от внешней среды слоем воды, и утилизировать сбросную воду самого низкого потенциала (начиная с 10°C).

В Венгрии разработана гидротеплица арочного типа с двойным пленочным ограждением. Между полотнищами в коньке шатра вдоль всего сооружения расположена труба с форсунками мелкого распыления. Теплая вода распыляется и стекает на поверхность внутреннего ограждения равномерным слоем, образуя водяную завесу. Такая теплица испытана на одном из тепличных комбинатов Крыма. Изучался тепловой режим теплицы в холодное время года и эффективность орошения пленочного ограждения в летнее время как средство борьбы с дневным перегревом. Температура воды в системе орошения ограждения была 20°C , при этом температура воздуха в теплице была выше 17°C .

Кроме гидротеплиц имеются и другие предложения по использованию низкотемпературных ВЭР для теплоснабжения теплиц: применение плоских матрасов, укладываемых на поверхность почвы в теплице, по которым пропускается отбросная вода, или подача воды по системе неметаллических трубопроводов, уложенных под растительным слоем грунта. Часть оборотной воды может быть использована для подогрева воздуха, поступающего на обогрев верхней и рабочей зон теплицы. Подогрев воздуха эффективен в контактных теплообменниках, поскольку они просты по конструкции и характеризуются малой стоимостью. В них можно глубоко охлаждать даже теплую воду. При этом снижается нагрузка на систему обогрева шатра теплицы.

Разработана система обогрева почвы теплицы насыщенным влажным воздухом с температурой $30-40^{\circ}\text{C}$ и относительной влажностью $95-97\%$. Насыщенный влажный воздух пропускают по системе асбоцементных труб с отверстиями в нижней части. Применение влажного воздуха в качестве теплоносителя для обогрева грунта обеспечивает необходимый тепловлажностный режим почвы, ее аэрацию и увлажнение конденсатом, образующимся при охлаждении воздуха.

Для районов с сухим климатом и умеренно холодной зимой предложена система обогрева теплиц площадью 1 га с использованием контактных теплообменников в виде увлажняемых матов. Отбросная теплая вода подается на установленные в торце теплицы маты. Рециркуляционный (или наружный) воздух продувается через них, нагревается, увлажняется и посту-

пает в теплицу. Установлено, что температура воды на выходе из теплицы на 4°C ниже, чем при охлаждении воды в градирне.

Для сокращения площади, занятой теплицами, и возможности использования теплоты сухих градиен Московским архитектурным институтом разработан теплица-башня с вертикальным конвейером, на котором в специальных поддонах выращивают растения.

Следует отметить, что потребность теплиц в теплоте в течение года существенно изменяется. Одним из путей снижения неравномерности потребления теплоты тепличными комбинациями является применение весенних пленочных теплиц, потребление теплоты которыми начинается в те периоды, когда снижается потребление теплоты основными (зимними) теплицами.

Опыт эксплуатации теплично-парниковых хозяйств Московской области, использующих отходы теплоты промышленных предприятий для приготовления горячей воды на обогрев одной теплицы площадью 1000 м^2 с теплопроводами протяженностью 1000 м и диаметром 100 мм показывает, что средняя экономия капитальных затрат с учетом стоимости насосной станции составляет 73% , а по эксплуатационным расходам $70-75\%$ по сравнению с затратами на теплоснабжение от местной котельной, работающей на твердом топливе.

Глава 6

КОМПЛЕКСНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО-ХЛАДОВОДОСНАБЖЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

На химических предприятиях практически всегда имеется потребность в искусственном холоде с параметрами $5-20^{\circ}\text{C}$, горячей воде с температурой $60-80^{\circ}\text{C}$ и охлажденной технической воде с температурой $25-28^{\circ}\text{C}$. Традиционно обеспечение потребителей перечисленными энергоносителями осуществляется от парокompрессионных холодильных станций, котельных, ТЭЦ и водооборотных систем с градирнями.

Сложившиеся системы тепло-хладоводоснабжения большинства химических предприятий можно отнести к современному, хотя они и основаны на технических решениях, принципы которых разработаны много лет тому назад. Однако в настоящее время, когда ставится задача максимальной интенсификации процессов и повышения эффективности использова-

ния первичного топлива, назрела необходимость в поиске новых решений и в этой области. Например, во многих технологических производствах, чтобы поднять производительность установленного оборудования, надо улучшить техническое водоснабжение: повысить качество охлаждающей воды и снизить ее расчетную температуру.

В ряде районов страны даже при максимальном внедрении водооборота с охлаждением воды в градирнях при больших мощностях остро стоит вопрос подпитки этих систем свежей водой. Крупная проблема ближайших лет—это широкое использование тепловых ВЭР, в том числе и низкопотенциальных, в системах теплоснабжения промышленных предприятий.

6.1. Предпосылки к созданию комплексных систем

В настоящее время появилась возможность подойти принципиально по новому к решению ряда вопросов энергоснабжения химических предприятий, применяя тепловые насосы и используя низкопотенциальные ВЭР для выработки одновременно теплоты и холода.

Одновременная выработка этих энергоносителей на тепловых насосах практически всегда более эффективна, чем раздельное получение теплоты и холода на традиционных установках, поскольку в этом случае необратимые потери холодильного цикла используются для получения теплоты, отдаваемой потребителю. В 12-ой пятилетке планируется организовать серийное производство крупных парокомпрессионных и абсорбционных тепловых насосов на базе выпускаемых холодильных машин, что послужит реальной основой для создания комплексных систем тепло-хладоводоснабжения.

За рубежом повышенный интерес к тепловым насосам проявился в 1972–1973 гг., когда наметилась устойчивая тенденция повышения цен на топливо. Тепловые насосы интенсивно внедряют в системы отопления и кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий. В последние годы в ряде стран введены в эксплуатацию крупные теплонасосные станции для теплоснабжения промышленных и коммунально-бытовых объектов.

В СССР применение парокомпрессионных тепловых насосов пока рассматривается в аспекте теплоснабжения крупных городов [93]. Согласно данным работы [94], применение тепловых насосов в системах теплоснабжения обеспечит снижение расхода органического топлива до 24,0–28,5 кг условного топ-

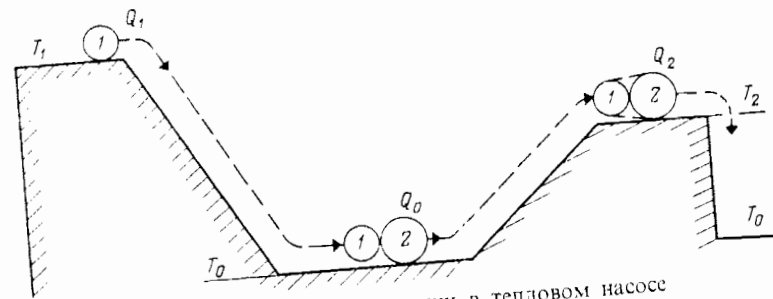


Рис. 6.1. Схема трансформации энергии в тепловом насосе

лива на 1 ГДж произведенной теплоты вместо 40,5–43,0 кг, расходуемых традиционными источниками теплоснабжения.

Тепловой насос—это устройство, позволяющее перенести тепловую энергию с уровня низкого потенциала на уровень среднего потенциала с затратой энергии относительно высокого потенциала. Это можно проиллюстрировать рис. 6.1. Шар 1, находясь на уровне T_1 , обладает относительно уровня T_0 энергией Q_1 . Шар 2, находясь на уровне T_0 и обладая энергией Q_0 , не может совершить какую-либо работу. Шар 1, опустившись до уровня T_0 и ударившись о шар 2, вместе с последним может подняться до уровня T_2 , истратив энергию Q_1 , которой он располагал. Теперь уже оба шара 1 и 2 могут совершить работу, перемещаясь с уровня T_2 до уровня T_0 .

Энергетический баланс идеального теплового насоса (рис. 6.2) имеет вид:

$$Q_2 = Q_1 + Q_0. \quad (6.1)$$

Эффективность трансформации энергии при применении теплового насоса определяется коэффициентом преобразования, который независимо от эффективности самого теплового насоса всегда больше единицы:

$$\varphi = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_0}{Q_1} = 1 + \frac{Q_0}{Q_1}, \quad (6.2)$$

где Q_0, Q_1 — холодильный коэффициент обычной компрессионной холодильной машины.

Если аналогичным образом подойти к оценке процесса преобразования энергии при теплоснабжении от котельной, то для получения того же количества теплоты среднего потенциала Q_2 потребуется подвести к котлу энергию высокого потенциала в количестве Q_2/η_k , а коэффициент преобразования в этом слу-

чае будет всегда меньше единицы:

$$\varphi = \frac{Q_2}{Q_2/\eta_k} < 1, \quad (6.3)$$

где η_k — к.п.д. котла.

На отечественных предприятиях начато производство крупных тепловых насосов двух типов: парокомпрессионных, использующих электроэнергию в качестве энергии высокого потенциала, и абсорбционных, в которых первичным, в данном случае относительно высокопотенциальным теплоносителем, является пар или горячая вода с температурами 150–170 °С.

В обоих типах тепловых насосов низкопотенциальная (отбросная) теплота расходуется на испарение рабочего агента. Далее перенос низкопотенциальной энергии на более высокий уровень осуществляется с затратой высокопотенциальной энергии: в парокомпрессионном тепловом насосе — сжатие паров рабочего агента в компрессоре, в абсорбционном — поглощение паров рабочего агента жидким абсорбентом с повышением температуры раствора, перекачка слабого раствора в зону повышенного давления и его выпаривание (разделение) с одновременным понижением температуры раствора.

Когда тепловой насос используется только для теплоснабжения, преследуется одна цель — экономия топлива по сравнению с его расходом при сжигании в котлах и печах.

Однако применение этих устройств на промышленных предприятиях позволяет рационально решить вопрос обеспечения потребителей не только теплотой, но и искусственным холодом повышенных параметров. В этом случае можно считать, что при применении тепловых насосов обеспечивается экономия топлива и снабжение потребителей одновременно теплотой и искусственным холодом повышенных параметров, а также существенно повышается качество технического водоснабжения. Последний фактор весьма важен для промышленных пред-

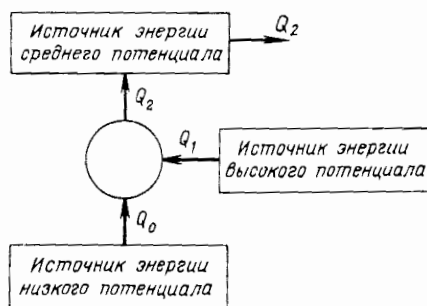
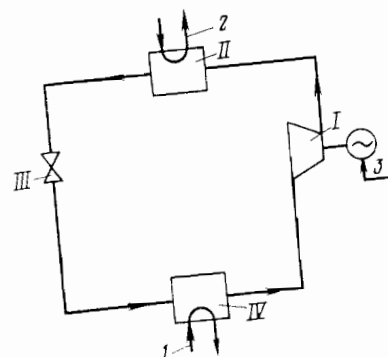


Рис. 6.2. Энергетический баланс идеального теплового насоса (Q_0 , Q_1 , Q_2 — количества энергии)

Рис. 6.3. Упрощенная принципиальная схема теплового насоса парокомпрессионного типа



приятий, хотя и не выражается в столь явной форме, как экономия топлива.

Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса (рис. 6.3) не отличается от схемы холодильной машины такого же

типа, но интервал температур подводимых и приемных потоков несколько иной, а объем источников и потребителей теплоты противоположный. Компрессор I, потребляя электроэнергию (поток 3), обеспечивает циркуляцию рабочего агента по замкнутому контуру, включающему конденсатор II, дроссель III и испаритель IV. В испарителе IV рабочий агент, испаряясь, отбирает теплоту от внешнего потока 1; в конденсаторе, конденсируясь, отдает теплоту внешнему потоку 2. Поскольку намеренные к производству в ближайшие годы парокомпрессионные тепловые насосы базируются на уже выпускаемом оборудовании и использовании в качестве рабочего агента в основном хладона R = 12, температура теплоносителя 2 на выходе из конденсатора II может быть не выше 80 °С. При этом к испарителю IV необходимо подвести поток 1 с температурой 12–35 °С, который будет охлаждаться соответственно до 5–25 °С.

Температура теплоносителя 2 на выходе из конденсатора II в данном случае определяется конечным давлением сжатия паров рабочего агента, которое в свою очередь выбирается в зависимости от физических свойств рабочего агента, прочностных характеристик корпуса компрессора и температуры теплоносителя на входе в конденсатор.

Необходимо отметить, что коэффициент преобразования как идеального, так и реального теплового насоса выражается через температуры процесса следующим образом [93]:

$$\Phi_{\text{ид}} = \frac{T_k}{T_k - T_n}, \quad (6.4)$$

где T_k и T_n — температуры, соответственно, конденсации и кипения в конденсаторе и испарителе теплового насоса, К. Коэффициент преобразования растет при снижении T_k и повышении T_n , поэтому при выборе режима теплового насоса не-

обходимо стремиться к сокращению разности этих температур. Не следует без необходимости повышать температуру воды, нагреваемой в конденсаторе, а при выборе температуры хладоносителя, отводимого от испарителя, надо обязательно учитывать температуру процесса в технологическом оборудовании, использующем этот хладоноситель. Одновременно надо принять во внимание, что хладоноситель, охлаждаемый в испарителе теплового насоса, циркулирует между технологическим оборудованием и тепловым насосом по замкнутому контуру, не связанному с атмосферой, поэтому он будет значительно лучшего качества, чем вода, охлаждаемая в градирнях традиционных водооборотных систем, и может нагреваться до более высоких температур без образования отложений на теплообменных поверхностях.

Принципиальная схема абсорбционного теплового насоса (рис. 6.4) также в основном повторяет схему холодильной машины этого же типа, но последовательность прохождения потоков, подводимых к агрегату, через отдельные узлы может выполняться в нескольких вариантах в зависимости от параметров исходных потоков. На рис. 6.4 показан один из возможных вариантов.

В абсорбционном агрегате (тепловом насосе, холодильной машине), как правило, используются два вещества — рабочий агент и абсорбент (поглотитель), имеющие различные нормальные температуры кипения и обладающие свойством — при

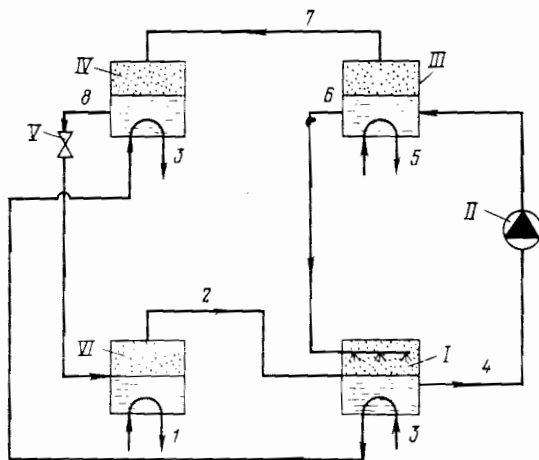


Рис. 6.4. Принципиальная схема теплового насоса абсорбционного типа

адиабатном смешении образовывать смеси, температуры которых отличаются от температур смешивающихся веществ.

В литературе, посвященной использованию низкотемпературных ВЭР, например [95], приводятся описания различных абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов с большим интервалом температур получаемых горячих и охлажденных потоков, однако при широком внедрении систем тепло-хладоводоснабжения с использованием низкотемпературных ВЭР их базой могут быть только те агрегаты, которые выпускаются серийно, планируются к выпуску или могут быть созданы в результате относительно простой модернизации серийных машин.

В настоящее время заводом «Пензхиммаш» планируется производство крупных бромистолитиевых тепловых насосов на базе холодильной машины АБХА-2500, в которой рабочим агентом является вода, а абсорбентом — раствор бромид лития. Исходя из физических свойств водного раствора бромида лития, можно обеспечить нагрев подведенного теплоносителя (рис. 6.4) от 40 до 80 °С при одновременном охлаждении потока 1 от 12–35 до 5–25 °С. Рабочий цикл этого теплового насоса осуществляется следующим образом. В испарителе I из водного раствора бромида лития испаряется часть воды, отбирая теплоту от охлаждаемого внешнего потока 1. Образовавшийся водяной пар 2 поступает в абсорбер III, где поглощается раствором бромида лития. Процесс идет с выделением теплоты, используемой для начального подогрева внешнего потока 3. Разбавленный раствор бромида лития 4 насосом II перекачивается в генератор IV, где выпаривается до первоначальной концентрации за счет теплоты повышенного потенциала, подводимой с потоком 5 от внешнего источника. Концентрированный раствор 6 возвращается в абсорбер III, а водяной пар 7 поступает в конденсатор II, где конденсируется, подогревая пар 3. Конденсат водяного пара 8 через дроссель V поступает в испаритель I, и цикл повторяется.

Таким образом, применение крупных компрессионных и абсорбционных тепловых насосов, планируемых к выпуску в 12-ой пятилетке отечественными заводами, позволит получить горячую воду с температурой до 80 °С и искусственный холод с температурами 5–25 °С. Поскольку в большинстве районов СССР охладить воду в градирнях в теплое время года ниже 20 °С не представляется возможным, для сопоставимости при расчетах технико-экономических показателей получения охлажденной воды на тепловых насосах и в градирнях далее в тексте принято искусственный холод с параметрами 5–20 °С

называть «холод», с температурами выше 20°C — «охлажденная вода».

Возможность получать на тепловых насосах одновременно теплоту, пригодную для использования, и холод повышенных параметров, потребности в котором на химических и многих других предприятиях довольно большие, позволяет существенно расширить область экономически оправданного применения тепловых насосов и по новому подойти к решению вопросов тепло-хладоводоснабжения.

Традиционно на химических предприятиях для обеспечения потребителей горячей водой с температурой $60\text{--}65^{\circ}\text{C}$ и 150°C , холодом с параметрами $5\text{--}20^{\circ}\text{C}$ и технической охлаждающей водой с температурами $25\text{--}30^{\circ}\text{C}$ применяют системы, рассмотренные ниже.

Система хозяйственно-бытового горячего водоснабжения. Чаще всего в качестве первичного теплоносителя для приготовления горячей воды с температурой $60\text{--}65^{\circ}\text{C}$ в местных водоподогревательных установках используют пар различных параметров, который подводится для технологических нужд потребителей.

Отопительно-вентиляционная система. В основных технологических помещениях отопление, как правило, совмещено с вентиляцией. В калориферах приточных установок наружный воздух нагревается до $25\text{--}40^{\circ}\text{C}$. В качестве первичного теплоносителя используется горячая вода с расчетными температурами $150/70^{\circ}\text{C}$ и довольно часто пар давлением до $0,7\text{ МПа}$.

Обеспечение холодом ($5\text{--}20^{\circ}\text{C}$) в основном производится от парокомпрессионных холодильных установок.

Техническое водоснабжение осуществляется, как правило, от водооборотных систем с охлаждением теплой воды в градирнях. Расчетные температуры охлажденной воды $25\text{--}30^{\circ}\text{C}$.

Перечисленные традиционные системы энергообеспечения промышленных предприятий, несмотря на самое широкое их распространение, не отвечают ряду современных требований в отношении эффективности использования ТЭР и качества энергоснабжения. Например, получение относительно малопотенциальных энергоносителей (вода $60\text{--}65^{\circ}\text{C}$) для горячего водоснабжения, теплого воздуха ($25\text{--}40^{\circ}\text{C}$) для отопления и вентиляции сжиганием топлива и последующей многоступенчатой трансформацией энергии можно отнести к процессам с очень низким коэффициентом использования энергии (эксергии) первичного топлива. Выработка холода с параметрами $5\text{--}20^{\circ}\text{C}$ на парокомпрессионных холодильных установках с большими затратами электроэнергии экономически не всегда оправдана, когда

имеется возможность получать этот холод на абсорбционных бромистолитиевых установках с использованием низкопотенциальной, часто отбросной теплоты с температурами $80\text{--}120^{\circ}\text{C}$.

Более подробно необходимо остановиться на системе технического водоснабжения технологических производств с охлаждением воды в градирнях, которой присущи весьма существенные недостатки:

вся теплота, отводимая от технологического оборудования, теряется. Учитывая огромные масштабы отвода теплоты в окружающую среду, можно сказать, «тепловое загрязнение» становится не безвредным;

температура охлажденной воды зависит от параметров окружающей среды и в теплые периоды года значительно превышает (на $10\text{--}15^{\circ}\text{C}$) температуру, необходимую для нормальной эксплуатации технологических установок. В результате этого довольно часто производительность технологического оборудования в теплый период года снижается;

контакт воды с атмосферой (в градирнях) приводит к ее загрязнению и интенсивному зарастанию теплообменных поверхностей технологического оборудования, что сопровождается снижением производительности, перерасходом тепловой энергии, повышенным расходом электроэнергии на перекачку воды и неизбежными частыми чистками теплообменных поверхностей;

значительные потери воды с испарением и продувкой системы (порядка $5\text{--}7\%$ от производительности);

ограничение температуры теплой воды, отводимой от охлаждаемого технологического оборудования величиной $35\text{--}40^{\circ}\text{C}$, поскольку при более высокой температуре начинается интенсивное выпадение солей карбонатной жесткости на теплообменных поверхностях;

завышаются все теплообменные поверхности технологического оборудования, так как за расчетную принимается температура воды, охлаждаемой в градирнях в наиболее теплое время года;

на ремонт градирен затрачиваются значительные средства; сооружение градирен сопровождается отчуждением больших территорий (гроздки сами сооружения и разрыв от градирен до соседних объектов может составлять $15\text{--}40\text{ м}$). Например, под водооборотную систему мощностью $8000\text{ м}^3/\text{ч}$ требуется отвод площадки размерами $120 \times 100\text{ м}$.

Особого рассмотрения требует вопрос обеспечения технологических потребителей искусственным холодом с параметрами

5–20 °С. В технологии химических производств все в больших масштабах применяется холод положительных температур. Процессы сжижения, осушки, кристаллизации, ректификации, конденсации, охлаждения часто осуществляются в интервале температур 5–20 °С. Для ряда производств [95] параметры холода 15–18 °С считаются оптимальными. Однако во многих производствах (поливинилхлорида, сульфата аммония, ацетальдегида, поликарбонатов и др.) из-за относительно высокой себестоимости получения холода на серийных парокомпрессионных установках вынужденно используют воду от водооборотных систем с повышенной температурой. Это часто сопровождается серьезными осложнениями в эксплуатации и снижением выработки продукции.

Обследование ряда предприятий химической промышленности показало [96], что в летний период среднегодовая выработка кальцинированной соды снижается на 3,4%, аммиака – на 6–10%, метанола – на 8%, сернистого натрия – на 2,5–4,5%, уксусной кислоты – до 11%. Приводятся данные [97] об экономическом эффекте на установке пиролиза нефти мощностью 340 тыс. т/год за счет снижения температуры охлаждающей воды только на 2,3 °С: экономия топливно-энергетических ресурсов в денежном выражении составила 60 долл. в час.

Немаловажное значение имеет и качество охлаждающей воды. При низком качестве происходит интенсивное загрязнение теплообменных поверхностей технологического оборудования, что на первом этапе сопровождается увеличением расхода воды и электроэнергии на ее перекачку, а в дальнейшем также приводит к снижению производительности оборудования. Пока еще не дается комплексной оценки общего экономического эффекта, который может быть получен от улучшения качества технического водоснабжения, включающего снижение температуры охлаждающей воды в течение всего года, сокращение расхода свежей воды на подпитку, использование воды для охлаждения технологического оборудования, очищенной от механических примесей и умягченной. А именно такой результат может быть получен при переходе с открытой системы охлаждения технологического оборудования (вода охлаждается в градирнях) на закрытую, когда вода охлаждается в испарителях тепловых насосов.

Таким образом, получение относительно дешевого холода повышенных параметров (5–20 °С) и охлажденной технической воды улучшенного качества с температурой не выше 25 °С дает большие возможности для интенсификации многих технологических процессов.

Большую часть из перечисленных выше недостатков, присущих традиционным системам технического водоснабжения, можно устранить при комплексном решении тепло-хладоводоснабжения промышленных предприятий на базе тепловых насосов.

Поскольку пока нет обобщенных технико-экономических критериев, позволяющих оценить целесообразность внедрения комплексной системы для различных условий тепло-хладоводоснабжения, необходимо рассматривать подобные решения для каждого конкретного предприятия с учетом местных условий.

6.2. Комплексные системы тепло-хладоводоснабжения химических предприятий

В 1983–1985 гг. были выполнены проектные проработки по двум комплексным системам тепло-хладоводоснабжения (ТХВС) для одного химического предприятия. Одна из систем ТХВС основана на вновь создаваемых парокомпрессионных тепловых насосах (КТН) и серийно выпускаемых абсорбционных бромистолитиевых холодильных агрегатах (АБХА).

В соответствии с этим предусмотрено строительство станции ТХВС и реконструкция действующих инженерных сетей с выводом из эксплуатации физически изношенных низкотемпературных холодильных станций и одновременным сокращением потребления теплоты от котельной и охлажденной воды от действующих водооборотных систем. Вторая система, создаваемая на базе вновь разработанного абсорбционного теплового насоса (АТН) и серийных абсорбционных бромистолитиевых агрегатов (АБХМ), оснащаемых высокотемпературной приставкой, предназначена для обеспечения строящегося производства холодом и теплотой, а также улучшения снабжения охлажденной водой действующих производств в теплый период года. Применение во втором случае только абсорбционных агрегатов обусловлено возможностью использования дешевого пара от котлов-утилизаторов.

Следует подчеркнуть одно весьма важное принципиальное отличие применения крупных тепловых насосов в разработанных и описанных ниже системах ТХВС от примеров их использования в схемах теплоснабжения, рассмотренных в работе [93].

Тепловые насосы и все остальное необходимое оборудование для создания системы ТХВС промышленного предприятия

компонуются как единый объект-станция тепло-хладоводоснабжения (станция ТХВС), размещаемый на площадке промышленного предприятия как вблизи источников низкопотенциальных ВЭР, так и потребителей теплоты, холода и охлажденной воды, получаемых на этой станции.

Система ТХВС на базе КТН и АБХМ. Схема основных потоков (рис. 6.5) в этой комплексной системе в основном аналогична описанной в работе [98]. Структура схемы определяется необходимостью решения следующих задач:

1) круглогодичная подача холода параметров 6–7 °С технологическим потребителям с часовым расходом не менее 10,5 ГДж, с тем чтобы после ввода системы ТХВС прекратить эксплуатацию двух действующих физически изношенных низкотемпературных парокомпрессионных холодильных станций;

2) полное обеспечение двух предприятий горячей водой с температурой 60–65 °С, исключение пара с ТЭЦ для этих целей и передача высвобождающегося пара для технологии строящихся объектов;

3) сокращение потребления топлива в котельной предприятия, обеспечиваемое использованием в отопительно-вентиля-

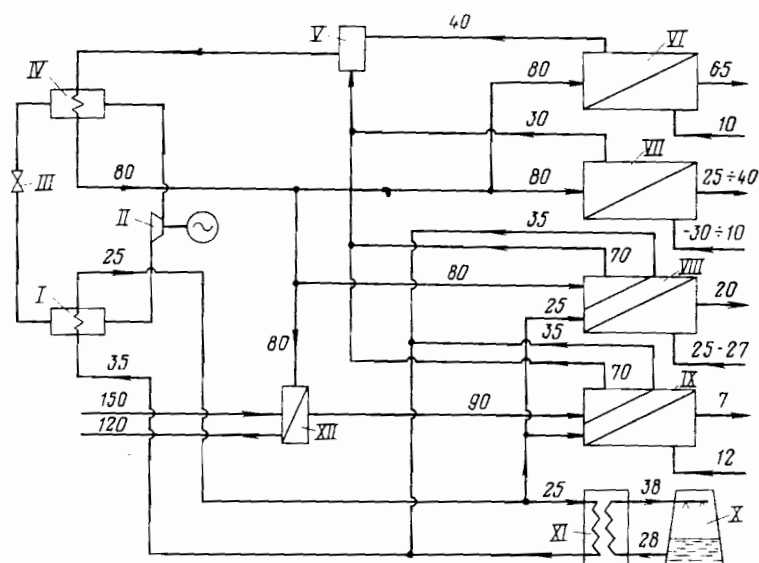


Рис. 6.5. Принципиальная схема трансформации энергетических потоков в системе ТХВС (арабские цифры на линиях – расчетные температуры потоков)

ционных системах технологических цехов теплоты, получаемой на КТН;

4) сокращение потребления охлажденной технической воды от действующих водооборотных систем;

5) получение холода параметров 12–20 °С в теплое время года в зависимости от баланса теплонасосной установки (ТНУ) по теплоте, приняв во внимание, что в этот период охлаждение технической воды в градирнях водооборотных систем до 26–28 °С не удовлетворяет потребителей и приводит к снижению производительности технологических установок.

Теплонасосное оборудование, выпуск которого начат или планируется на ближайшие годы, позволяет, применяя соответствующую схемную увязку отдельных агрегатов, получать холод параметров 5–20 °С, горячую воду 60–80 °С и охлажденную воду 25 °С. Следует отметить, что для обеспечения одних и тех же потребностей могут быть приняты различные комплексные системы ТХВС в зависимости от конкретных условий, сложившихся на том или ином предприятии.

В разработанной системе применены КТН типа ТХМТ-4000, серийный выпуск которых планируется на 1987 г., и выпускаемые заводом «Пензхиммаш» абсорбционные бромистолитиевые машины типа АБХМ-5000.

По данным института «ВНИИхолодмаш», КТН типа ТХМТ-4000 имеет следующую техническую характеристику на спецификационном режиме:

Теплопроизводительность, кВт	9160
Холодопроизводительность, кВт (0,7 от теплопроизводительности)	6412
Мощность, кВт	3150
установленная	2910
потребляемая	
Температура воды, °С	32
на входе в испаритель	25
» выходе из испарителя	55
» входе в переохладитель	80
» выходе из конденсатора	0,224
Расход воды через испаритель, м³/с	10 000
Напряжение электропривода турбокомпрессора, В	6529
Частота вращения ротора турбокомпрессора, об/мин	60,0
Масса сухой машины, т	
Габаритные размеры (длина × ширина × высота), м	8,1 × 4,9 × 3,57

Холодильный агент – R12, ГОСТ 19212-73, заправка холодильным агентом 2500 кг, утечки через неплотности за год – не более 300 кг, допустимое отклонение от номинальной производительности $\pm 7\%$, расчетное давление: в турбокомпрессоре 2,5 МПа, в системах охлаждающей воды 1,0 МПа.

Автоматическое управление машиной обеспечивает регулирование температуры хладоносителя на выходе из испарителя $\pm 1^\circ\text{C}$ при изменении тепловой нагрузки от 30 до 100% номинального значения. Цена агрегата предварительно установлена в размере 250 тыс. руб., ресурс до капитального ремонта 50000 ч. до среднего ремонта 25000 ч. до текущего — 8300 ч.

Техническая характеристика серийных холодильных машин АБХМ-5000, использованных в системе ТХВС для получения холода 6°C , приводится в соответствующих каталогах. Необходимо только отметить, что в качестве первичного теплоносителя в этих агрегатах может быть использована горячая вода с температурой $85-90^\circ\text{C}$, как и предусмотрено разработанной схемой.

Что касается аналогичных агрегатов, примененных для получения холода $12-20^\circ\text{C}$ только в теплый период года при температуре теплоносителя 80°C , то приняты во внимание данные института Технической теплофизики АН УССР и ВНИИХолодмаша о возможности работы агрегатов АБХМ в указанном режиме только при уменьшении номинальной производительности на 40–50%. При этом агрегаты целесообразно заполнять раствором не бромида, а хлорида лития, который дешевле и обладает значительно меньшей коррозионной активностью [99]. Кроме того, сообщалось [100], что во ВНИИХолодмаше уже несколько лет тому назад разработана и передана им в производство абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина для получения в стандартном режиме холода 7°C , использующая горячую воду с температурами $75-80^\circ\text{C}$.

В системе ТХВС (см. рис. 6.5) в качестве низкопотенциальных ВЭР используется теплая техническая вода, постоянно отводимая от охлаждаемого технологического оборудования XI при $30-40^\circ\text{C}$, в том числе и от входящих в состав системы абсорбционных холодильных машин. После испарителя I теплонасосной установки (ТНУ) охлажденная техническая вода при 25°C подается в технологические цеха XI и к абсорбционным холодильным машинам $VIII$ и IX . После конденсатора IV ТНУ горячая вода с температурой 80°C распределяется по четырем направлениям: 1) на приготовление горячей воды с температурой $60-65^\circ\text{C}$ для технологии и горячего водоснабжения VI ; 2) в отопительные системы технологических цехов VII , где наружный воздух, поступающий в приточные установки, нагревается до $25-40^\circ\text{C}$; 3) на подогрев в теплообменнике XII до $85-90^\circ\text{C}$ перед абсорбционной холодильной установкой IX , предназначенной для круглогодичного получения холода 7°C , используемого в технологических процессах;

4) на абсорбционную холодильную установку $VIII$, на которой вырабатывается холод (20°C) только в теплый период года.

В связи с тем, что не всегда потребности в горячей и охлажденной воде, получаемой на ТНУ, будут полностью балансироваться, предусматривается часть теплой воды, отводимой от технологического оборудования, охлаждать в градирне X . Поток обратной теплой воды перед конденсатором IV ТНУ смешиваются в емкости V .

На рис. 6.5 показана упрощенная схема теплонасосной установки. Для повышения экономичности установки, как правило, в циркуляционном контуре холодильного агента между конденсатором IV и дросселем III устанавливают теплообменник — преохладитель. При этом чем больше охлаждается холодильный агент перед дросселем III (с полезным использованием отводимой теплоты), тем выше экономичность установки.

Основным объектом системы ТХВС является станция тепло-холододоснабжения (станция ТХВС).

На предприятии, для которого выполнен проект, станция ТХВС размещена как вблизи потребителей холода, теплоты и охлажденной технической воды, так и вблизи источников утилизируемой тепловой воды.

Такое решение позволило значительно сократить затраты на инженерные сети. На станции ТХВС в одном корпусе (габариты $102 \times 42 \times 13$ м) размещено все основное оборудование: тепловые насосы, холодильные машины, установка горячего водоснабжения, сетевые насосы системы тепло-холододоснабжения. Предусмотрены взаимная увязка технологических процессов, общее управление и общие вспомогательные и административно-бытовые помещения.

Штат обслуживающего персонала станции ТХВС составляет 37 человек. Электроснабжение выполнено от существующих сетей и сооружений предприятия и вновь строящихся распределительного устройства на 10 кВ и комплектной трансформаторной подстанции.

Одновременно со строительством станции ТХВС в ряде корпусов реконструируются тепловые вводы, для этого устанавливают агрегаты типа УОВА (см. гл. 5), обеспечивающие снижение температуры обратной сетевой воды до 30°C , а также прокладывают дополнительные инженерные сети.

Все затраты отнесены на создание системы ТХВС и отражены в технико-экономических показателях, приведенных в табл. 6.1. Поскольку комплексная система ТХВС разработана для конкретного предприятия и ее создание сопряжено с определенными капитальными вложениями, с целью определения

экономической целесообразности внедрения такой системы на действующем предприятии проведено сравнение (табл. 6.1 и 6.2) показателей новой системы (вариант I) с положением, сложившимся на предприятии (вариант II). Для сопоставимости вариантов по обеспечению потребителей необходимыми энергоносителями в варианте II предусмотрено строительство обычной парокомпрессионной холодильной установки, вырабатывающей холод параметров 12–20 °С. При определении общих расходов условного топлива, к которому приводились все виды используемых энергоресурсов, приняты следующие удельные расходы, достигнутые в энергосистеме, обеспечивающей рассматриваемое предприятие тепловой и электрической энергией: 300 г условного топлива на 1 кВт·ч – на отпуск электроэнергии, 40,5 кг условного топлива на 1 ГДж – на отпуск тепловой энергии от ТЭЦ и котельной. Необходимо отметить, что при определении экономического эффекта в варианте

Таблица 6.1. Основные технико-экономические показатели сравниваемых вариантов

Вырабатываемые энергоносители	Показатель	Показатели	
		вариант I – система ТХВС	вариант II – существующий, дополненный холодильной станцией
Хладоноситель, 6 °С (круглогодично)	Цена на площадке предприятия, руб./ГДж	5,20	4,60
Хладоноситель, 12–20 °С (сезонно)	То же	5,70	7,30
Горячая вода, 65 °С	»	1,98	2,74
Горячая вода, 150, 70 °С и 80/30 °С	»	1,60	1,80
Охлажденная техническая вода, 25–28 °С	Цена на площадке предприятия, руб./1000 м³	10,20	14,39
	Капитальные вложения, тыс. руб.	5050,0	1150,0
	Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	3878,0	4640,0
	Экономия, тыс. ту. т./год	34	—
	Экономия по приведенным затратам при действующих ценах на топливо, тыс. руб.	177	—

Таблица 6.2. Потребности в энергоносителях, периоды потребления и источники энергоснабжения сравниваемых вариантов

Энергоноситель, подводимый к потребителю	Период потребления в течение года	Потребности в энергоносителях		Источники энергопосланий	
		максимальная мощность, МВт	ГДж/год	вариант I	вариант II
Хладоноситель 6 °С	Круглогодично	3,3	94 080	Один холодильный абсорбционный бромистолитиевый агрегат АБХА-5000	Две действующие парокомпрессионные холодильные станции
12–20 °С	Теплое время года	7,4	131 712	Два холодильных хлористолитиевых агрегата на базе АБХА-5000	Проектируемая парокомпрессионная холодильная станция
Горячая вода 65 °С	Круглогодично	36,0	226 000	—	Действующие водоподогревательные установки, потребляющие пар от ТЭЦ
150, 70 °С и 80/30 °С	Отопительный период	28,0	82 000	Восемь теплонасосных агрегатов типа ТХМТ-4000 и пар от ТЭЦ на подогрев горячей воды после ТНУ	Действующая водогрейная котельная
Охлажденная техническая вода, 25–28 °С	Круглогодично	3200*	16,83**		Действующие водооборотные системы с градирнями

* Расход воды, м³/ч.
** Расход воды, млн. м³/год.

системы ТХВС не учитывалась весьма существенная экономия затрат, трудно поддающаяся прямому обсчету, которая будет получена в результате использования для охлаждения технологического оборудования воды более низкой температуры и лучшего качества.

Как уже отмечалось, производительность технологического оборудования в этом случае может быть повышена на 3–10%, что по предприятию, для которого разработана описанная выше система ТХВС, обеспечит дополнительный эффект порядка 3,0–4,0 млн. руб.

Необходимо кратко остановиться на отдельных исходных данных и технических решениях, определивших приведенные в табл. 6.1 технико-экономические показатели системы ТХВС, и возможных направлениях их изменения.

Среднегодовой коэффициент преобразования теплового насоса $\Phi_{\text{ср}}$ принят равным 4 с учетом того, что температура тепловой воды, подводимой к испарителям тепловых насосов, будет относительно высокой (25–40 °С), а горячей воды, отводимой от конденсатора, — не выше 80 °С. Этот показатель существенно влияет на эффективность теплонасосной установки. До проведения всесторонних промышленных испытаний теплонасосных установок трудно делать какие-либо предположения об изменении этого показателя в ту или другую сторону.

Нагрев горячей воды перед абсорбционными холодильными агрегатами с 80 до 90 °С. Если пойти на снижение мощности абсорбционных агрегатов, то для получения хладагителя параметров 6 °С можно ограничиться нагревом воды перед этими агрегатами до 85 °С, а при выработке хладагителя параметров 12–20 °С — полностью исключить этот догрев, что существенно улучшит технико-экономические показатели системы ТХВС.

Влияние типов тепловых насосов и холодильных машин на экономичность системы. Описанная система ТХВС разработана в 1983 г. К настоящему времени ВНИИхолодмашем выполнена техническая документация на теплонасосную установку, комплектуемую из двух отдельных агрегатов: турбокомпрессорного АТФТ-5-10 и испарительно-конденсаторного АИКТ-10. На этой теплонасосной установке тепловой мощностью 11,6 МВт одновременно можно получать горячую воду (80 °С) и хладагент (6–10 °С). Применение такого теплового насоса в системе ТХВС позволяет отказаться от установки абсорбционного бромистолитиевого агрегата, предназначенного для круглогодичной выработки хладагителя (6 °С), что даст возможность существенно уменьшить капитальные вложения и эксплуатационные затраты по всей системе.

Загрузка теплового насоса по теплоте и холоду в течение года. В любом производстве необходимо стремиться к тому, чтобы оборудование было максимально и, по возможности, равномерно загружено в течение года. Это обеспечивает существенное снижение эксплуатационных издержек.

Для тепловых насосов это требование дополнительно обусловлено возможностью альтернативного варианта обеспечения теплотой потребителей от высокоэкономичного источника — ТЭЦ. Поэтому весьма важной задачей является загрузка теп-

лового насоса в течение года как по холоду, так и по теплоте. Естественно, что при установке КТН в химических производствах с непрерывным круглогодичным режимом эксплуатации и одновременной потребностью в теплоте 80 °С и холоде 5–20 °С будет обеспечено наиболее эффективное использование теплового насоса. Однако может оказаться, что потребность в искусственном холоде будет круглогодичной (повсеместно выявляется стремление отказаться от охлаждения воды в градирнях), а в теплоте — сезонной. С этим пришлось столкнуться при разработке систем ТХВС для действующих предприятий, предлагая использовать горячую воду 80 °С и хладагент 5–20 °С от тепловых насосов вместо пара от ТЭЦ, горячей воды от котельной и охлажденной воды от традиционной водоподоборотной системы с градирнями.

Когда рассматривается вопрос установки КТН в действующих производствах, технологи по разному относятся к использованию горячей воды и хладагителя указанных параметров, несмотря на определенный экономический эффект: замена технической воды, охлаждаемой в градирнях, хладагентом, получаемым от КТН, всячески приветствуется, использование же горячей воды 80 °С для частичной замены пара не поддерживается. Объясняется это тем, что хладагент будет подаваться по действующим трубопроводам технической воды и не потребует какой-либо реконструкции, прием же горячей воды от КТН, как правило, сопряжен с монтажом в действующих цехах дополнительных теплообменников и трубопроводов.

Для таких условий представляет интерес иное направление использования в теплый период года тепловой мощности КТН — получение дополнительного количества холода повышенных параметров. Это позволит решить весьма острую и крупную проблему обеспечения технологических производств относительно дешевым искусственным холодом в теплый период года, когда вода в градирнях охлаждается недостаточно для нормального проведения многих технологических процессов.

Принимая во внимание, что на холодильных машинах типа АБХА можно получать холод повышенных параметров при использовании горячей воды с температурой 80 °С, рассмотрена целесообразность эксплуатации в теплый период года блока КТН-АБХА. В этом случае тепловой насос может быть загружен в течение всего года на любом химическом предприятии без привлечения технологических потребителей: в холодный период года горячая вода от КТН используется в отопительно-

вентиляционных системах, в теплый период – подается на АБХА для выработки холода параметров 10–20 °С.

Рассматривая подобный вариант, необходимо сравнивать его технико-экономические показатели с показателями высокоэкономичных, но традиционных вариантов: получением холода на компрессионных и абсорбционных агрегатах. Наибольший интерес представляет сравнение по основным составляющим себестоимости получения холода – расходам электроэнергии, охлаждающей воды и расходам первичного топлива. На рис. 6.6 представлены схемы основных энергетических потоков для компрессионной холодильной машины (КХМ) и блока КТН-АБХА.

Пользуясь обозначениями рис. 6.6 и принимая параметры холода Q_{x1} и Q_{x2} одинаковыми, баланс основных энергетических потоков можно записать следующим образом

для КХМ

$$\varepsilon_k = \frac{Q_{x1}}{\mathcal{E}_1}; Q_{01} = Q_{x1} + \mathcal{E}_1 = \mathcal{E}_1(\varepsilon_k + 1); \frac{Q_{01}}{Q_{x1}} = 1 + \frac{1}{\varepsilon_k};$$

для блока КТН-АБХА

учитывая, что $Q_T = \mathcal{E}_2\varphi$; $Q_{x1} = \varepsilon_a Q_T = \mathcal{E}_2\varphi\varepsilon_a$ и $Q_{x2} = \mathcal{E}_2(\varphi - 1)$,

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{пр} &= \frac{Q_{x1} + Q_{x2}}{\mathcal{E}_2} = \varphi(\varepsilon_a + 1) - 1; \\ Q_{02} &= Q_T + Q_{x1} = \mathcal{E}_2\varphi(\varepsilon_a + 1); \\ \frac{Q_{02}}{Q_{x1} + Q_{x2}} &= \frac{\varphi(\varepsilon_a + 1)}{\varphi(\varepsilon_a + 1) - 1}, \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

где $\mathcal{E}_1$, $\mathcal{E}_2$ – потребляемая электроэнергия; Q_{x1} , Q_{x2} – получаемый искусственный холод повышенных параметров; Q_T – теплота, отводимая от конденсатора парокомпрессионного теплового насоса; Q_{01} , Q_{02} – теплота, отводимая в окружающую среду; φ – коэффициент преобразования теплового насоса; ε_k , ε_a – холодильный коэффициент соответственно парокомпрессионной и абсорбционной холодильных машин; $\varepsilon_{пр}$ – приведенный холодильный коэффициент блока КТН-АБХА.

Для крупной современной турбокомпрессорной холодильной машины типа ТХВМ-2000-2П – на хладагенте R12 [101] холодильный коэффициент получается равным $\varepsilon_k = 3,0$. Тогда при $\varphi = 3,15$ и $\varepsilon_a = 0,7$ получим:

$$\varepsilon_{пр} = 4,355; Q_{01}/Q_{x1} = 1,33; Q_{02}/(Q_{x1} + Q_{x2}) = 1,23.$$

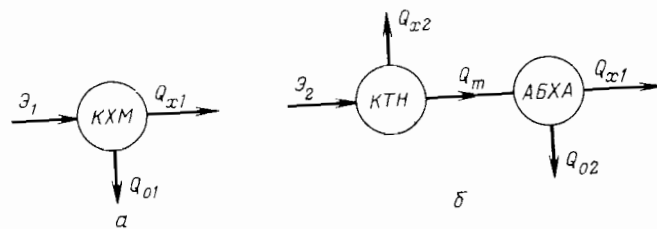


Рис. 6.6. Схемы основных энергетических потоков:
а – парокомпрессионной холодильной машины (КХМ); б – блока КТН-АБХА

Приведенные показатели показывают, что для выработки единицы холода повышенных параметров на блоке КТН-АБХА расход электроэнергии меньше в 1,45 раза (отношение 4,355 к 3,0), расход охлаждающей воды – в 1,08 раза (отношение 1,33 к 1,23) по сравнению с этими показателями крупной современной холодильной машины типа ТХВМ-2000-2П. Одновременно следует отметить, что если коэффициент преобразования φ будет равен 4, то $\varepsilon_{пр} = 5,8$ и расход электроэнергии в варианте блока КТН-АБХА для выработки единицы холода уменьшится в 1,9 раза по сравнению с φ компрессионной машины.

При сопоставлении блока КТН-АБХА с абсорбционной холодильной машиной необходимо определять расходы первичного топлива на выработку единицы холода, поскольку используется различная внешняя энергия. Наиболее экономичная абсорбционная холодильная машина, вырабатывающая холод повышенных параметров – это агрегат АБХА-2500-2В [АБХМ-В-3000 (2)], холодильный (тепловой) коэффициент которого равен 1,18–1,25 [102], а расчетное давление греющего пара 0,8 МПа. С учетом расстояния до ТЭЦ при подаче пара к холодильной установке по общим трубопроводам с технологическими потребителями и стандартной шкалой давлений для обеспечения давления пара 0,8 МПа перед холодильной машиной давление на нагнетательной линии турбины должно быть порядка 1,3 МПа. Согласно данным работы [103], если экономии топлива, получаемую при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты, отнести на отпущенную теплоту, то для ТЭЦ при начальных параметрах пара 13,0 МПа, 535 °С удельный расход условного топлива на выработку теплоты можно определить из выражения:

$$b_T = 0,143 t_{н}, \text{ кг/ГДж (0,6} t_{н}, \text{ кг/Гкал)}, \quad (6.6)$$

где $t_{н}$ – температура насыщения пара в отборе турбины, °С.

При давлении отбора 1,3 МПа и $t_{н} = 190,7$ °С расход услов-

щаются концентрированным раствором бромидов лития. Слабый раствор бромидов лития насосом 10 подается к распределительному устройству 9, где распределяется на два потока. Первый через теплообменник растворов 7 направляется в генератор высокого давления 6 (высокотемпературная приставка), второй поток слабого раствора проходит теплообменник растворов 5 и поступает в генератор низкого давления 4.

Пар от внешнего источника подводится в генератор высокого давления 6, где часть концентрированного раствора упаривается, а вторичный пар поступает в генератор низкого давления 4 для упаривания второй части разбавленного раствора. Потоки крепкого раствора через соответствующие теплообменники растворов 5 и 7 поступают в смеситель 8 и далее в абсорбер 11. Пар, образовавшийся в генераторе низкого давления 4, конденсируется в конденсаторе 3, отдавая теплоту охлаждающей воде, последовательно проходящей абсорбер 11 и конденсатор 3.

Из конденсатора 3 конденсат через гидрозатвор поступает в испаритель 1, смешавшись предварительно с конденсатом вторичного пара, прошедшим переохладитель 2. Принципиальная схема агрегата АБХА-2500 ТН полностью соответствует схеме серийной холодильной машины АБХА-2500. Техническая характеристика агрегата АБХА-2500-2В [АБХМ-В-3000 (2)] приведена ниже:

Холодопроизводительность, кВт	2800
Температура, °С	
кипения хладагента	4,1
охлаждающей воды	26
Давление греющего пара, МПа	0,7
Расход греющего пара, т/ч	4,4
Количество бромидов лития для заправки, т	12,0
Габариты агрегата с площадками обслуживания (длина × ширина × высота), м	12,45 × 9,0 × 8,24
Масса (сухого), т	99

Техническая характеристика агрегата АБХА-2500-ТН (холодильной машины АБХА-2500, используемой в режиме теплового насоса):

Теплопроизводительность, кВт	9250
Температура воды, °С	
на входе в испаритель	35
» абсорбер	40
» выходе из конденсатора	70
Расход воды, м³/ч	
в испарителе	440
» абсорбере	225
» конденсаторе	225

Греющая среда—горячая вода (165 °С) или водяной пар давлением на входе в генератор, МПа	0,6
Расход греющей среды, т/ч	
горячей воды	200
пара	9,5
Коэффициент трансформации	1,65

Поскольку зимний и летний режимы этой системы существенно различаются, необходимо их рассматривать отдельно.

Зимний режим работы системы ТХВС. Система ТХВС (рис. 6.8) объединяет четыре основных подсистемы (узла): I—абсорбционную бромистолитиевую машину типа АБХА-2500-2В; II—утилизационные отопительно-вентиляционные агрегаты типа УОВА; III—абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос типа АБХА-2500-ТН и IV—градирню СТО. Объединение в одной системе перечисленных агрегатов позволило отбросить низкопотенциальную теплоту, отводимую от абсорбера и конденсатора холодильной машины, утилизировать в испарителе теплового насоса и агрегатах УОВА.

При одновременной работе холодильной машины, теплового насоса и агрегатов УОВА такое решение позволяет в нескольких корпусах с общей максимально-часовой отопительно-вентиляционной нагрузкой 8,0 МВт полностью исключить

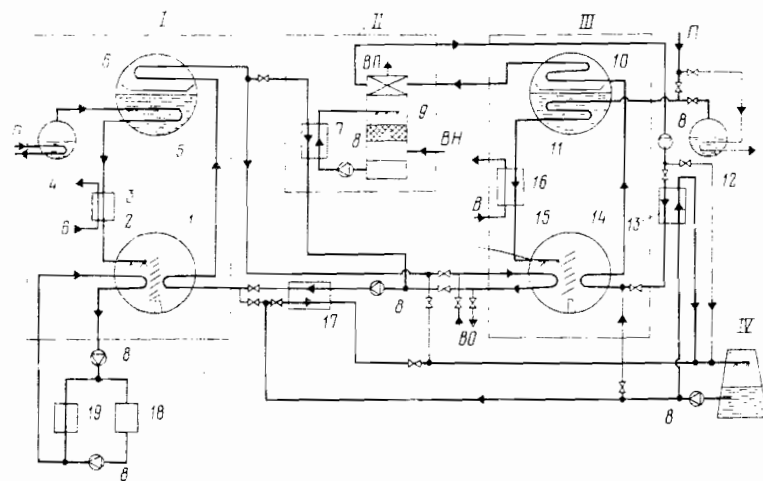


Рис. 6.8. Система ТХВС на базе агрегатов АБХА-2500-2В и АБХА-2500-ТН

потребление горячей воды от котельной и одновременно существенно сократить расход технической охлаждающей воды.

Следует отметить что в системе достигается эффективное использование теплового насоса, что обусловлено относительно низкой температурой обратной сетевой воды (не более 50 °C) в течение всего отопительного периода. Это дает возможность использовать тепловой насос в течение 4000 ч на полную мощность (8,0 МВт). В оставшиеся 1230 ч отопительного периода его мощность постоянно снижается до 4,6 МВт.

Работает система следующим образом. В трубное пространство испарителя 2 холодильного агрегата АБХА-2500-2В подводится технологическая вода с температурой 12 °C. Отдавая теплоту кипящему на наружной поверхности труб хладагенту, вода охлаждается до 7 °C и направляется к потребителям 19 либо в бак-аккумулятор 18. Теплота абсорбции и конденсации холодильного агента агрегата АБХА-2500-2В отводится водой, циркулирующей по замкнутому контуру, включающему абсорбер 1, конденсатор 6, промежуточный теплообменник 7 агрегата УОВА, трубное пространство испарителя 15 теплонасосного агрегата АБХА-2500-ТН. Перед абсорбером 1 вода имеет температуру 26 °C, в абсорбере нагревается до 32 °C, в конденсаторе до 36 °C. После конденсатора 6 вода распределяется на два потока. Первый поток проходит через теплообменник 7, второй — через испаритель 15 теплового насоса, где оба потока в расчетном режиме охлаждаются до 26 °C.

Учитывая переменную нагрузку теплообменника 7, зависящую от температуры наружного воздуха (ВН), поступающего в контактно-поверхностный воздухоподогреватель 9 агрегата УОВА, предусмотрели теплообменник 17, в котором при необходимости циркуляционная вода доохлаждается до 26 °C с отводом излишков теплоты на градирню IV. Пары хладагента, образовавшиеся в испарителе 15 агрегата АБХМ-2500-ТН при температуре 23 °C, поступают в абсорбер 14, где поглощаются раствором бромида лития. Процесс абсорбции протекает при 60–65 °C, что позволяет нагреть воду, поступающую в трубное пространство абсорбера, до 55–60 °C. Далее циркулирующая вода последовательно проходит конденсатор 10, где нагревается до 75–80 °C, и калорифер агрегата УОВА, нагревая приточный воздух (ВП) до 30–40 °C, одновременно охлаждаясь до 50 °C, после чего, пройдя теплообменник 13, возвращается в абсорбер 14.

Теплообменник 13 предназначен для поддержания постоянной температуры воды перед абсорбером теплового насоса. На

линии конденсата после генератора 11 теплового насоса и генератора 5 холодильной машины установлены теплообменники 3 и 16 тепловой мощностью 0,17 МВт, позволяющие воду (В) нагреть до 65 °C. Циркуляция тепло-хладоносителей осуществляется насосами 8. Пар (П) к агрегату АБХА-2500-2В подводится через высокотемпературную приставку 4, а к агрегату АБХА-2500-ТН в зимнем режиме непосредственно к генератору 11 (задвижка перед высокотемпературной приставкой закрыта).

Таким образом, тепловой насос АБХА-2500-ТН в этой схеме работает в режиме теплохладоснабжения со следующими параметрами: по контуру охлаждения 36/25 °C, по контуру нагрева 55–60/75–80 °C.

По данным Института Технической теплофизики АН УССР [99], имеется возможность, используя в качестве абсорбента вместо бромистолитиевого водного раствора хлористолитиевый, повысить верхний уровень нагрева горячей воды в тепловом насосе до 85–90 °C с одновременным уменьшением стоимости заправки машины абсорбентом и снижением коррозионной активности.

Летний режим работы системы ТХВС. Холодильный агрегат АБХА-2500-2В эксплуатируется в том же режиме, что и в холодный период, но теплота абсорбции и конденсации водооборотной водой (ВО) отводится на градирню IV.

Тепловой насос АБХА-2500-2В. Для этого подключают выки по типу агрегата АБХА-2500-2В. Для этого подключают высокотемпературную приставку (генератор высокого давления) 12, заменяют водяные камеры абсорбера и конденсатора другими, подключают дополнительные трубопроводы. Все дополнительное оборудование, арматура и трубопроводы, необходимое для перехода с режима теплонасосного на холодильный, показаны на рис. 6.8 тонкими линиями.

Тепловой насос АБХА-2500-ТН, дооборудованный для теплого периода года указанным выше образом, в режиме холодильной машины может вырабатывать холод в интервале 5–20 °C или охлажденную воду с температурой 22–25 °C.

Поскольку в системе ТХВС на базе только абсорбционных агрегатов в качестве первичного энергоносителя для получения холода и теплоты использован относительно дешевый пар от котлов-утилизаторов, ее эффективность, по сравнению с эффективностью при традиционных решениях, выше. Экономия тепловой энергии для конкретной описанной системы составляет 231 тыс. ГДж за отопительный сезон. Одновременно расход свежей речной воды сокращается на 130 тыс. м³.

Заканчивая этот раздел, авторы сочли целесообразным

обратить внимание на то, что за рубежом тепловые насосы внедряют очень интенсивно. В ряде стран, в том числе в ГДР налажено серийное производство тепловых насосов различных типов и мощностей.

В системах ТХВС может найти применение, например, очень компактный абсорбционный водоаммиачный тепловой насос марки ГАВП-1, серийно изготавливаемый в ГДР и имеющий следующую характеристику

Номинальная теплопроизводительность, МВт	1,0
Интервал изменения теплопроизводительности, МВт	1,5-0,8
Температура нагретой воды, °С	50-70
Расход нагретой воды, м ³ /ч	65-34
Максимальный напор нагреваемой воды, МПа	0,98
Номинальная холодопроизводительность, МВт	0,3
Интервал изменения холодопроизводительности, МВт	0,45-0,24
Температура низкопотенциального теплоносителя (утилизируемого), °С	От - 10 до 35
Расход низкопотенциального теплоносителя, м ³ /ч	77-41
Максимальный напор низкопотенциального теплоносителя, МПа	0,98
Температура греющего пара, °С	130-175
Расход пара, кг/ч	1950-1000
Максимальное давление греющего пара, МПа	1,5-7
Номинальное напряжение сети (насос для раствора), В	380/660
Электрическая потребляемая мощность, кВт	18
Холодильный агент	Аммиак
Количество заправляемого хладагента, кг	750
Растворитель	Вода
Количество растворителя, кг	1000
Габариты (длина × ширина × высота), м	5,6 × 2,46 × 3,71
Рабочая масса сухого агрегата (без изоляции), т	17,7

Агрегат поставляется комплектно в сборке с трубопроводами, арматурой, приборами контроля и автоматизации.

В тех производствах, где необходим холод более низких параметров (от - 10 до 0 °С), чем получаемый на агрегатах АБ-ХА, и одновременно необходима горячая вода с температурой 50-70 °С применение теплового насоса марки ГАВП-1 может оказаться весьма эффективным.

6.3. Перспективы внедрения комплексных систем ТХВС

Окончательные выводы о масштабах внедрения комплексных систем ТХВС на химических предприятиях можно будет сделать после выполнения ряда работ, в основном технико-экономического характера. Необходимо сравнить системы ТХВС с другими перспективными вариантами энергоснабжения промышленных предприятий, в том числе от атомных котельных и ТЭЦ, с учетом основных тенденций развития топливно-энергетического комплекса, уточнить характеристики тепловых насосов перспективных конструкций и т.д.

Несмотря на относительно небольшой объем проработок, выполненных по системам ТХВС, можно сделать предварительные выводы об эффективности и перспективах их внедрения, отметив следующее:

1) комплексные системы ТХВС на базе тепловых насосов и абсорбционных холодильных машин с использованием низкопотенциальных ВЭР значительно эффективнее традиционных систем энергоснабжения и обладают рядом преимуществ технического и экологического характера:

2) внедрение систем ТХВС обеспечивает значительную экономию первичного топлива;

3) сокращается площадь, отводимая под застройку сооружений энергоснабжения;

4) появляется возможность получать относительно дешевый искусственный холод повышенных параметров и пересмотреть масштабы его использования для охлаждения технологического оборудования вместо воды, охлаждаемой на градирнях. Можно ожидать, что эта замена позволит увеличить выработку продукции в ряде технологических производств и сократить издержки на ремонт и чистку оборудования;

5) значительно сокращаются потребности в свежей речной воде для подпитки систем охлаждения технологического оборудования;

6) сбалансированность всех потоков в системе ТХВС является одним из основных условий повышения ее эффективности, особенно в отношении выработки и потребления теплоты с температурой 80 °С, поэтому обязательным этапом, предшествующим разработке систем ТХВС, должны быть выполнение и анализ балансовых теплотехнологических схем (БТТС) действующих и проектируемых технологических производств химических предприятий с целью выявления узлов выхода ВЭР, возможного использования горячей воды с температурой

80°C, холода различных параметров и охлажденной технической воды с температурой более низкой, чем расчетная температура охлаждения воды в градирнях;

7) эффективность применения тепловых насосов любого типа существенно повышается при установке в отопительно-вентиляционных системах промышленных предприятий контактно-поверхностных агрегатов типа УОВА, обеспечивающих глубокое использование подведенной теплоты и значительное снижение температуры обратной воды тепловой сети, возвращаемой от потребителей на станцию ТХВС;

8) на базе тепловых насосов и холодильных машин целесообразно создавать крупные станции ТХВС, размещаемые на площадках промышленных предприятий вблизи источников низкопотенциальных ВЭР и потребителей холода, теплоты и охлажденной воды;

9) при комплексном решении тепло-хладоводоснабжения химических предприятий, на которых преобладает воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией производственных помещений, целесообразно перейти на низкотемпературные системы теплоснабжения с расчетными температурами 70–80/30°C вместо традиционных параметров 150/70°C;

10) потребности хозяйственно-бытовых потребителей химических предприятий могут быть полностью обеспечены при прямом использовании ВЭР этих предприятий либо от станций ТХВС;

11) системы, базирующиеся только на абсорбционных теплонасосных и холодильных агрегатах, особенно эффективны, когда имеется дешевая тепловая энергия с параметрами 120–160°C;

12) для более полного определения эффективности систем ТХВС необходимо, чтобы промышленные предприятия оценили экономию затрат в технологических производствах в результате замены охлаждающей воды с расчетной температурой 28°C и выше, получаемой от традиционных водооборотных систем, хладоносителями более высокого качества с температурами 15–25°C, получаемыми от теплонасосных установок;

13) при разработке проектов новых химических производств, когда затраты на создание системы ТХВС будут сопоставимы с капитальными вложениями в строительство комплекса традиционных источников энергоснабжения (котельная, парокompрессионная холодильная станция, водооборотная система с градирнями) экономический эффект будет значительно выше, чем при внедрении этой системы в действующие производства;

14) ниже даны наиболее благоприятные условия для создания комплексных систем ТХВС:

наличие крупного источника низкопотенциальных тепловых ВЭР (теплая вода с температурами 20–40°C);

круглогодичная потребность в холоде с параметрами 5–20°C;

возможность использования горячей воды с температурами 70–80°C в течение всего года;

большие отопительно-вентиляционные нагрузки с преобладанием воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией;

необходимость обеспечения технологических потребителей охлажденной технической водой пониженной температуры (особенно в теплое время года) и улучшенного качества при одновременном сокращении расхода свежей речной воды на подпитку систем оборотного водоснабжения;

ограниченность ресурсов свежей воды;

возможность полной замены котельной путем покрытия базовой нагрузки годового графика потребления горячей воды от станций ТХВС с использованием низкопотенциальных ВЭР в период пиковой нагрузки;

необходимость сокращения вредных выбросов в атмосферу от источников теплоснабжения, сжигающих органическое топливо;

размещение станций ТХВС вблизи потребителей горячей воды, холода, охлажденной воды и источников низкопотенциальных ВЭР.

Следует остановиться на одном направлении, которое может значительно повысить эффективность систем ТХВС. Химические предприятия всегда потребляют значительные количества пара низких параметров. В этом случае целесообразно электропривод компрессоров тепловых насосов заменить на паровую противодавленческую турбину.

При незначительном повышении давления пара в источнике появляется возможность весь пар, поступающий на предприятие, пропускать через паровые турбины, являющиеся приводом компрессионных тепловых насосов.

Весьма перспективным может оказаться создание крупных станций ТХВС в районах с ограниченными ресурсами речной воды, поскольку расход свежей воды на подпитку будет меньше в 8–10 раз по сравнению с расходом при традиционных водооборотных системах.

В некоторых случаях в состав крупных станций ТХВС целесообразно включить паровые котлы (на давление пара 1,4–2,4 МПа) производительностью 100 и 160 т/ч, производство

которых начато в последние годы. В этом случае тепловые насосы могут быть весьма эффективно использованы в течение всего года для покрытия части собственных нужд станции ТХВС. При использовании в источнике теплоснабжения контактных экономайзеров и воздухоподогревателей появляется возможность их рациональной увязки с тепловым насосом именно по схеме ТХВС. Детальное рассмотрение перечисленных перспективных направлений внедрения системы ТХВС выходит за рамки предлагаемой книги.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Материалы XXVII съезда Коммунистической партии Советского Союза. - М.: Политиздат, 1986. С. 274.
2. Аксютин П. К., Веретенников Г. А., Воробьев М. С. и др. Под редакцией А. М. Некрасова, А. А. Троицкого. Энергетика СССР в 1981-1985 гг. М.: Энергоиздат, 1981. 352 с.
3. Энергетический комплекс СССР. Под ред. Л. А. Мелентьева и А. А. Макарова. М.: Экономика, 1983. - 264 с.
4. Эффективное использование топливно-энергетических ресурсов. Опыт и практика СССР, ВНР, ГДР и ЧССР. Под ред. Д. Б. Вольфберга. М.: Энергоатомиздат, 1983. 208 с.
5. Горшков А. С., Соколов Е. Я. Теплоэнергетика. 1984. № 9. С. 2-6.
6. Михайлов В. В. Промышленная энергетика. 1981. № 1. С. 2.
7. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. 286 с.
8. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М.: Энергия, 1968. 280 с.
9. Кэйс В. М., Лондон А. Д. Компактные теплообменники. Пер. с англ. М.: Энергия, 1967. 224 с.
10. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке, перекрестном токе: Пер. с англ. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
11. Рант Э. В кн.: Эксергетический метод и его приложения. М.: Мир, 1967. с. 13-48.
12. Borel L. Schweiz. techn. Zeitschrift, 1976. v. 13. № 49/50. p. 1179-1183.
13. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристика термотрансформаторов. М.: Энергия, 1979. 286 с.
14. Грассман П. В кн.: Вопросы термодинамического анализа. - М.: Мир, 1965. с. 15-27.
15. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика: Пер. с англ. М.: Мир, 1977. 519 с.
16. Семенов Л. Г. ИФЖ. Т. 44. № 6. с. 919-922.
17. Шаргут Я. Теплоэнергетика в металлургии. М.: Металлургия, 1976. 152 с.
18. Фратшер В., Отте Ф. В кн.: Энергия и эксергия. М.: Мир, 1968. с. 122-151.
19. Равич М. Б. Газ и его применение в народном хозяйстве. М.: Наука, 1974. 368 с.
20. Shiroko K., Umeda T. / Chemical Age of India, 1979. v. 30. № 2. p. 110-118.
21. Fratzscher W., Eckert F. Energieanwendung, 1975, v. 24. № 5. p. 142-146.
22. Янговский Е. И. Промышленная энергетика, 1985. № 1. с. 33-37.
23. Chem. Week, 1984, v. 135. 13. p. 48, 52, 55.
24. Мелентьев Л. А., Стырикович М. А., Штейнгауз Е. О. Топливо-энергетический баланс СССР (основные вопросы экономики и планирования). М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 208 с.
25. Некрасов А. С., Синяк Ю. В., Ямпольский В. А. Построение и анализ энергетического баланса. М.: Наука, 1974. 179 с.
26. Михайлов В. В., Гудков Л. В., Терещенко А. В. Рациональное ис-

- пользование топлива и энергии в промышленности. М.: Энергия, 1978. 224 с.
27. Советский энциклопедический словарь. Изд. 2-е, М.: Советская Энциклопедия, 1982. 1600 с.
 28. Гофман И. В. Нормирование потребления энергии и энергетические балансы промышленных предприятий. М.Л.: Энергия, 1966. 319 с.
 29. Некрасов А. С., Синяк Ю. В. Управление энергетикой предприятия. М.: Энергия, 1979. 294 с.
 30. Сушон С. П., Завалко А. Г., Минц М. И. Вторичные энергетические ресурсы промышленности СССР. М.: Энергия, 1978. 320 с.
 31. Мазур Ю. Я. // Изв. АН СССР. Известия. Энергетика и транспорт, 1982, № 6, с. 86-91.
 32. Braasch M. // "3R Int", 1984, № 3, 23, 129-133.
 33. Бродянский В. М., Слинько М. Г., Лейтес И. Л. и др. // Химическая промышленность, 1982, № 8, с. 2-7.
 34. Госплан СССР. Основные положения по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии в народном хозяйстве. М.: Атомиздат, 1980. 16 с.
 35. Пяткин А., Троицкий А. // Плановое хозяйство, 1981, № 9, с. 55-62.
 36. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1978. 264 с.
 37. Пиоро Л. С., Олабин В. Н., Пиоро И. Л. и др. // Стекло и керамика, 1984, № 4, с. 10-11.
 38. Черномуров Ф. М. // ИФЖ. 1979, т. 36, № 6, с. 1113-1114.
 39. Аронов И. З. Контактные газовые экономайзеры. Киев: Техника, 1964. 172 с.
 40. Кокорин С. Я., Гоголин В. А. // Холодильная техника, 1971, № 5, с. 19-23.
 41. Семенюк Л. Г. // Промышленная энергетика, 1974, № 11, с. 54-56.
 42. Грязнов Н. Д., Епифанов В. М., Иванов В. Л. и др. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1985. 360 с.
 43. Пресич Г. А. // Промышленная теплотехника, 1985, т. 7, № 1, с. 33-35.
 44. Пресич Г. А. // В кн.: Санитарная техника. Киев, Будівельник, 1971, вып. 10, с. 62-71.
 45. Аронов И. З., Меркулов Л. С., Александров С. Г. и др. // Газовая промышленность, 1973, № 4, с. 40-42.
 46. Аронов И. З., Моисеев В. И., Пресич Г. А. и др. // Промышленная энергетика, 1976, № 7, с. 46-48.
 47. Аронов И. З. Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных. М.: Энергия, 1967, 192 с.
 48. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1978. 280 с.
 49. Моисеев В. И., Пресич Г. А., Аронов И. З. и др. // Промышленная энергетика, 1983, № 8, с. 23-25.
 50. Шицман С. Е., Юсупов Р. У., Чикунова Т. В. и др. // Теплоэнергетика, 1981, № 3, с. 24-26.
 51. Аронов И. З., Пресич Г. А., Моисеев В. И. и др. // Промышленная энергетика, 1978, № 6, с. 18-20.
 52. Даракчиев Р. Д., Колев Н. Н., Паскалев Г. П. и др. // Теплоэнергетика, 1985, № 3, с. 71-73.

53. Аронов И. З., Пресич Г. А., Семенюк Л. Г. Наладка и эксплуатация контактных экономайзеров. Обзорная инф. Серия: Использование газа в народном хозяйстве, вып. 7, М.: ВНИИЭгазпром, 1980. 38 с.
54. Аронов И. З., Пресич Г. А., Моисеев В. И. и др. // Промышленная энергетика, 1977, № 6, с. 16-17.
55. Зелтинь Н. А., Перей Я. М., Рубина М. А., Изв. АН Латв. ССР, 1982, № 5, с. 77-83.
56. Дикий В. А. // Промышленная энергетика, 1981, № 2, с. 20-22.
57. Ахтырский А. А., Соколов Ю. А., Полужетов В. С. // Промышленная энергетика, 1977, № 5, с. 25-26.
58. Семенюк Л. Г., Пресич Г. А. // Промышленная энергетика, 1980, № 10, с. 40-42.
59. Пресич Г. А., Семенюк Л. Г., Аронов И. З. и др. // Промышленная энергетика, 1982, № 2, с. 39-42.
60. Семенюк Л. Г., Пресич Г. А. // В кн.: Строительные материалы, изделия и санитарная техника. Киев: Будівельник, 1980, вып. 3, с. 69-71.
61. Семенюк Л. Г., Аронов И. З., Пресич Г. А. и др. // Промышленная энергетика, 1984, № 5, с. 17-19.
62. Моисеев В. И., Семенюк Л. Г. // Промышленная теплотехника, 1982, т. 4, № 2, с. 92-94.
63. Аронов И. З., Моисеев В. И. Методические рекомендации по применению контактных экономайзерных агрегатов в котельных с котлами, работающими на мазуте. Киев. РДЭНТП, 1980, с. 12.
64. Аронов И. З., Моисеев В. И. // Промышленная энергетика, 1978, № 11, с. 49-51.
65. Внуков А. К. Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов. М.: Энергоиздат, 1982. 296 с.
66. Поз М. Я., Сенатова В. Н., Садовская Т. И. // Водоснабжение и санитарная техника, 1985, № 1, с. 13-15.
67. Янговский Е. И., Янков В. С. // Промышленная энергетика, 1980, № 5, с. 40-42.
68. Богословский В. Н., Кокорин О. Я., Петров А. В. Кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 1985. 367 с.
69. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.-Л., Госэнергоиздат, 1957. 320 с.
70. Adams T. A., Power, 1983, v. 127, № 3, p. 45-47.
71. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенский А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 289 с.
72. Бурд А. Л., Кривицкий В. И. // Водоснабжение и сантехника, 1985, № 4, с. 14-17.
73. Громов Н. К. // Теплоэнергетика, 1980, № 2, с. 18-23.
74. Мезенцев А. П. Основы расчета мероприятий по экономии тепловой энергии и топлива. Л.: Энергоатомиздат, 1984. 120 с.
75. Правила пользования электрической и тепловой энергией. Минэнерго СССР. 3-е изд. доп. и перераб. М.: Энергоиздат, 1982. 112 с.
76. Климов Г. М. // Промышленная энергетика, 1975, № 8, с. 52-56.
77. Семенюк Л. Г. // В кн.: Использование газа в народном хозяйстве. М.: ВНИИЭгазпром, 1983, № 5, с. 12-17.
78. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Под ред. А. А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965. 360 с.

79. Пресич Г. А. // В кн.: Санитарная техника, Киев, Будівельник, 1969, вып. VIII, с. 71-75.
80. Карпов Д. В., Черчес Л. А., Гендлин А. Ф. и др. // Промышленная энергетика, 1980, № 2, с. 29-32.
81. Gaswerdung, 1976, № 7-8, р. 296-304.
82. Семенюк Л. Г., Аронов И. З., Пресич Г. А. и др. // Промышленная энергетика, 1981, № 10, с. 45-47.
83. Григоров В. Г., Семенюк Л. Г., Пресич Г. А. и др. // В кн.: Разработка и исследование новых типов энерготехнологических установок с глубоким использованием энергоресурсов. Материалы Всесоюзного совещания. М.: ВНИПИэнергопром, 1983. с. 85-93.
84. Семенюк Л. Г. // В кн.: Санитарная техника, Киев, Будівельник, 1977, вып. XVII, с. 56-57.
85. Цветков В. В. Организация пароснабжения промышленных предприятий. М.: Энергия, 1980, 208 с.
86. Ершов Ю. Г., Романова Т. М. // Промышленная энергетика, 1984, № 9, с. 32-35.
87. Шишко Г. Г., Потапов В. А., Злобин Л. Л. Отопление и вентиляция теплиц. Киев: Будівельник, 1984, 111 с.
88. Агаркова А. М., Шишко Г. Г. Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов при эксплуатации теплиц. Киев: Будівельник, 1985. 120 с.
89. Динков В. А., Гриценко А. И., Васильев Ю. Н. и др. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях. М.: Недра, 1981, 296 с.
90. Kremer R. // Gas Wärme International, 1978, v. 27, № 5/6, s. 293-296.
91. Sieverding H. // Gas Wärme International, 1980, b. 29, № 4, s. 187-191.
92. Budzinski A. // Gas Wärme International, 1978, b. 27, № 5/6, s. 312-316.
93. Янтовский Е. И., Пустовалов Ю. В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. М.: Энергоиздат, 1982, 144 с.
94. Лалаянц А. М. // Плановое хозяйство, 1981, № 1, с. 34-44.
95. Хараз Д. И., Псахис Б. И. Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах. М.: Химия, 1984. 224 с.
96. Калинин Е. В. // В кн.: Энергетические балансы и планирование энергоресурсов на промышленных предприятиях. М.: Общество «Знание» РСФСР, Московский Дом научно-технической пропаганды им. Ф. Э. Дзержинского, 1980. 138 с.
97. Кампань В. Л., Макдснот Л. Дж., фирма «Стоун энд Вебстер Энджиниринг», Бостон, шт. Массачусетс. Нефть, газ и нефтехимия за рубежом, переводное изд. журналов США, 1984, № 6, с. 73-77.
98. Григоров В. Г., Нейман В. К., Бухарев Б. И. и др. // Промышленная энергетика, 1985, № 1, с. 40-43.
99. Гросман Э. Р., Шаврин В. С. // Холодильная техника, 1982, № 6, с. 28-31.
100. Розенфельд Л. М., Шмуйлов Н. Г., Зац Б. С. // Холодильная техника, 1978, № 8, с. 10-13.
101. ВНИИхолодмаш, Номенклатурный каталог на освоенные и серийно выпускаемые изделия холодильного машиностроения на 1985 г. ЦИНТИхимнефтемаш, М.: 1985. 49 с.
102. Гросман Э. Р., Шаврин В. С., Ткачук А. П. и др. // Холодильная техника, 1983, № 4, с. 10-13.
103. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. // Холодильная техника, 1972, № 5, с. 11-15.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Низкопотенциальная теплота в балансе теплоснабжения химических предприятий	5
1.1. Структура теплоснабжения химических предприятий	10
1.2. Источники и возможные потребители низкопотенциальных ВЭР	14
Глава 2. Основы термодинамического анализа тепловых процессов	27
2.1. Критерии эффективности тепловых процессов	28
2.2. Энергия и эксергия потоков вещества	34
2.3. Эффективность применения термодинамического анализа при разработке тепловых схем	41
Глава 3. Энерготехнологический баланс химических производств	56
3.1. Назначение и состав топливно-энергетического баланса	57
3.2. Балансовая теплотехнологическая схема химического производства	63
3.3. Анализ энергоиспользования технологических производств	71
3.4. Нормы расхода теплоты на производство промышленной продукции при использовании низкопотенциальной теплоты	81
Глава 4. Утилизаторы низкопотенциальной теплоты	86
4.1. Теплоутилизаторы с применением тепловых труб	87
4.2. Контактные и контактно-поверхностные теплоутилизаторы	98
4.3. Особенности применения контактных теплоутилизаторов	123
Глава 5. Утилизация низкопотенциальной теплоты в системах теплоснабжения	137
5.1. Системы теплоснабжения с источниками и потребителями низкопотенциальной теплоты	138
5.2. Теплоутилизационные отопительно-вентиляционные системы	147
5.3. Системы теплоснабжения на базе контактно-поверхностных котлов и утилизационных отопительно-вентиляционных агрегатов	166
5.4. Использование конденсата, получаемого из продуктов сгорания	172
5.5. Схемы с использованием теплоты парового конденсата	188
5.6. Использование низкопотенциальной теплоты в тепличных хозяйствах	195
Глава 6. Комплексные системы тепло-хладодоснабжения химических предприятий	202
6.1. Предпосылки к созданию комплексных систем	203
6.2. Комплексные системы тепло-хладодоснабжения химических предприятий	212
6.3. Перспективы внедрения комплексных систем ТХВС	230
Библиографический список	234

Производственное издание

**ВИССАРИОН ГРИГОРЬЕВИЧ ГРИГОРОВ,
ВЛАДИМИР КОНСТАНТИНОВИЧ НЕЙМАН,
СЕРГЕЙ ДМИТРИЕВИЧ ЧУРАКОВ,
ЛЕОНИД ГОРДЕЕВИЧ СЕМЕНЮК,
ГЕОРГИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ ПРЕСИЧ
УТИЛИЗАЦИЯ
НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ
ТЕПЛОВЫХ
ВТОРИЧНЫХ
ЭНЕРГОРЕСУРСОВ
НА ХИМИЧЕСКИХ
ПРЕДПРИЯТИЯХ**

Редакторы Л. В. Швыркова, Г. И. Тюшевская
Художественный редактор Л. А. Леонтьева
Технический редактор О. В. Тюрина
Корректор Е. В. Кабикова

ИБ 1979

Сдано в наб. 03.10.86. Подп. к печ. 14.07.87. Т. 15337. Формат бумаги 84 × × 108 1/32. Бумага кн. журнальная. Печать офсетная. Гарнитура таймс. Усл. печ. л. 12,6. Усл.кр.-отл. 12,81. Уч.-изд. л. 14,81. Тираж 3350 экз. Заказ № 714. Цена 80 к. Изд. № 2965.

Ордена «Знак Почета» издательство «Химия»
107076, Москва, Стромынка, 21/2

Набрано на Можайском полиграфкомбинате Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. г. Можайск, ул. Мира, 93

Опечатаано с готовых пленок московской тип. № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 129041, Москва, Большая Пережелезская, д. 46.