

Е.М. Шадрина, Н.А. Маркичев

РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Учебное пособие

Иваново 2016

Министерство образования и науки Российской Федерации

Ивановский государственный химико-технологический университет

Е.М. Шадрина, Н.А. Маркичев

РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Учебное пособие

Иваново 2016

УДК 621 (07)

ББК 31.39я7

Ш 163

Шадрина, Е.М.

Расчет энергосберегающих технологических установок учеб. пособие / Е.М. Шадрина, Н.А. Маркичев; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2016. - 98 с.

Учебное пособие содержит основные теоретические положения по дисциплине «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения», методики и примеры расчета энергосберегающей технологической установки. В приложении приводятся справочные данные, необходимые для составления материальных, тепловых и эксергетических балансов.

Предназначены для студентов, обучающихся по направлениям подготовки: 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», профилям подготовки «Основные процессы химических производств и химическая кибернетика», «Машины и аппараты пищевых производств», «Технологические машины и оборудование химических и нефтехимических производств».

Табл. 8. Ил. 19. Библиогр.: 23 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра программного компьютерного обеспечения Ивановского государственного энергетического университета; кандидат технических наук
Б.Т. Кунин (Ивановский государственный химико-технологический университет)

© Шадрина Е.М.,
Маркичев Н.А., 2016
© ФГБОУ ВО «Ивановский
государственный
химико-технологический
университет», 2016

ВВЕДЕНИЕ

Целью энерго- и ресурсосберегающей политики предприятия является создание безотходного производства по сырью, материалам и энергии [1,2]. Энерго- и ресурсосбережение включает: анализ исходных сырьевых и топливных ресурсов, обеспечение эффективной работы технологического оборудования, использование отходов производства, утилизацию тепловой энергии.

Курс «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения» – это предмет, в котором важная роль уделяется использованию вторичных энергоресурсов в технологических схемах, оценке энергетической эффективности, основанной на эксергетическом анализе цикла в целом и каждого аппарата в отдельности.

Эксергетический метод анализа является теоретической базой энергосберегающих процессов и широко применяется при оценке энергетического совершенства действующих или проектируемых технологических систем. Этот метод, основанный на законах термодинамики, позволяет получить как относительную, так и абсолютную оценку степени термодинамического совершенства системы. При анализе учитывают затраченную эксергию и получаемый при этом эксергетический КПД [3 – 5].

Важное место в изучении дисциплины отводится вторичным энергоресурсам и их использованию, вопросам термодинамического анализа энерготехнологических систем, отдельных тепловых машин и теплоиспользующих аппаратов. Термодинамическое исследование объектов логически должно завершаться оценкой их экономичности.

Целью при выполнении курсовой работы является освоение студентами методов расчета теплоиспользующего и холодильного оборудования, составление материальных, тепловых и эксергетических балансов каждого элемента и энергосберегающей технологической установки в целом, оценка термодинамической эффективности и определение эксергетического КПД.

Глава 1. УТИЛИЗАЦИЯ ГОРЮЧИХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ (ВЭР)

1.1. Основные свойства горючих ВЭР

К горючим ВЭР (вторичным энергоресурсам) относятся образующиеся в процессе производства основной продукции газообразные, твердые или жидкие отходы, которые обладают химической энергией и могут быть использованы в качестве топлива. Источником горючих ВЭР является лесная, деревообрабатывающая и химическая промышленность, сельское и коммунальное хозяйство. Обычно горючие ВЭР используются в качестве источника тепловой энергии как топливо, поэтому в дальнейшем их будем называть топливными ВЭР или просто топливом.

По агрегатному состоянию топливные ВЭР разделяют на твердые, жидкие и газообразные.

Горение органического топлива и топливных ВЭР – это окисление горючих компонентов кислородом воздуха, которое сопровождается выделением значительного количества теплоты и образованием продуктов сгорания. Основной характеристикой топливных ВЭР является их химический состав.

Состав твердого и жидкого топливного ВЭР выражается в массовых процентах по основным химическим элементам, золе и влаге. В рабочий состав топливного ВЭР входят: H^P – водород, C^P – углерод, S^P – сера, O^P – кислород, N^P – азот, A^P – зола, W^P – влага, %

$$H^P + C^P + S^P + O^P + N^P + A^P + W^P = 100. \quad (1.1)$$

Горючими элементами являются углерод (C), водород (H) и сера (S).

Азот (N) и кислород (O) составляют внутренний балласт топлива. Зола и влагу называют внешним балластом.

Присутствие серы в топливных ВЭР нежелательно, так как при горении соединений серы образуется сернистый газ, загрязняющий воздушный бассейн, склонный к растворению в воде и окислению. Образующиеся при этом кислоты вызывают коррозию металлических поверхностей установок. Однако серосодержащие компоненты обладают высокой калорийностью, т.е. выделяют

большое количество теплоты при сгорании. В данном пособии в вариантах задания на проектирование допускается присутствие серосодержащих элементов. Подразумевается дальнейшая очистка продуктов сгорания абсорбцией перед выбросом в атмосферу и использование коррозионно-стойких материалов для изготовления оборудования.

Горючими веществами в топливном ВЭР являются:

- **жидком:** мазуты различных марок, смолы и дистилляты, получаемые при термической обработке бурых и каменных углей, сланцевые смолы, масляные фракции нефти, спирты и спиртосодержащие соединения.
- **газообразном:** метан CH_4 и углеводороды различного состава с общей формулой C_mH_n , водород H_2 , оксид углерода CO , сероводород H_2S .

Балласт – азот, диоксид углерода, кислород и влага топлива.

Одной из важнейших характеристик топлива является его низшая теплота сгорания Q_{H}^{P} . Под низшей теплотой сгорания понимают количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании одного килограмма твердого (жидкого) или 1 м^3 (при нормальных физических условиях) газообразного топлива при условии, что в продуктах сгорания вода будет находиться в газообразном состоянии.

Теплота сгорания топлива определяется по уравнениям:

а) жидкое и твердое топливо, кДж/кг:

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 338 C^{\text{P}} + 1025 \text{H}^{\text{P}} - 108,5 (\text{O}^{\text{P}} - \text{S}^{\text{P}}) - 25 \text{W}^{\text{P}}; \quad (1.2)$$

б) газообразное топливо, кДж/м³:

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 108 \text{H}_2 + 234 \text{H}_2\text{S} + 126,4 \text{CO} + 358 \text{CH}_4 + 538 \text{C}_2\text{H}_6 + 913 \text{C}_3\text{H}_8 + 1187 \text{C}_4\text{H}_{10}. \quad (1.3)$$

Также теплоту сгорания топлива можно определить, используя справочную литературу (для газообразных компонентов табл. 5 приложения, для жидких топлив табл. 6 приложения), учитывая массовый или объемный состав топлива или топливного ВЭР:

для жидких ВЭР: $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = \sum M_i Q_i$;

газообразных ВЭР: $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 0,01 \sum V_i Q_i$, (1.4)

где Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг топлива; Q_i – теплота сгорания компонента, кДж/кг; V_i – объемные проценты компонента, об. %.

Основными задачами расчета процесса горения топлива являются определение:

- требуемого количества воздуха, необходимого для полного сгорания топливного ВЭР;
- массового и объемного состава продуктов сгорания;
- температуры и энтальпии продуктов сгорания.

Для сравнительных расчетов, как и в случае обычного топлива, используют понятие «условного топлива». Условное топливо – это топливо, теплота сгорания которого принята равной $29,35 \cdot 10^3$ кДж/кг. Пересчет действительного количества топлива в условное производится умножением количества данного топлива на его эквивалент:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_H^P}{29,35 \cdot 10^3}, \quad (1.5)$$

где \mathcal{E} – расход условного топлива, кг/с или кг/ч.

1.2. Расчет объема воздуха, необходимого для сжигания топливных ВЭР

Различают теоретический и действительный объем воздуха, необходимый для сжигания топлива. Под теоретическим объемом воздуха понимают такое его количество, которое требуется для сжигания всех горючих компонентов, содержащихся в топливе, при условии, что и кислород самого топлива будет участвовать в процессе горения. На практике воздух подают с некоторым избытком. Отношение действительного объема воздуха к теоретическому называют коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{V_{\text{ДЕЙСТВ. ВОЗД}}}{V_{\text{ВОЗД}}}, \quad (1.6)$$

где $V_{\text{ДЕЙСТВ. ВОЗД}}$ и $V_{\text{ВОЗД}}$ – действительный и теоретический объем воздуха, м³ воздуха/кг (м³) топлива;

для жидкого и твердого топлива, м³/кг топлива:

$$V_{\text{возд}} = 0,089 C^P + 0,226 H^P + 0,033 (S^P - O^P); \quad (1.7)$$

для газообразного топлива, м³/м³ сухого газа при нормальных условиях:

$$V_{\text{возд}} = 0,0478 \left[2CH_4 + \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 0,5(H_2 + CO) + 1,5H_2S \right], \quad (1.8)$$

где CH₄, H₂, CO, H₂S – численное значение объемных процентов горючих компонентов газовой смеси, об. %; C_mH_n – численное значение объемных процентов горючих углеводородов – компонентов топлива, об. %; m и n – число атомов углерода и водорода соответственно в химической формуле углеводородов.

Действительный объем воздуха, подаваемого в печь, определяется с учетом коэффициента избытка воздуха α, м³/кг (м³) топлива:

$$V_{\text{действ. возд}} = \alpha V_{\text{возд}}. \quad (1.9)$$

1.3. Расчет объема и состава продуктов сгорания топлива

Объем дымовых газов, м³/кг (м³) топлива:

$$V_{\text{дг}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (1.10)$$

где V_{RO₂} – сумма объемов трехатомных газов CO₂ и SO₂; V_{N₂} – объем азота; V_{O₂} – объем кислорода; V_{H₂O} – объем водяного пара дымовых газов.

для твердого и жидкого топлива, м³/кг:

$$\begin{aligned} V_{\text{RO}_2} &= 0,0187(C^P + 0,375S^P); \\ V_{\text{N}_2} &= 0,79 V_{\text{д}} + 0,008N^P; \\ V_{\text{O}_2} &= 0,21 V_{\text{д}} (\alpha - 1); \\ V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,0124(9H + W) + 0,0161 V_{\text{д}}; \end{aligned} \quad (1.11)$$

для газообразного топлива, м³/м³ топлива:

$$\begin{aligned} V_{\text{RO}_2} &= 0,01(CO_2 + CO + m \cdot C_m H_n); \\ V_{\text{N}_2} &= 0,79 V_{\text{д}} + 0,01N_2; \end{aligned} \quad (1.12)$$

$$V_{O_2} = 0,21 V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} (\alpha - 1) + 0,01 O_2$$

$$V_{H_2O} = 0,01 [H_2O + H_2S + \Sigma(n/2) \cdot C_m H_n + 0,0161 V_d].$$

Состав дымовых газов выражают в объемных и массовых долях (или процентах).

Объемные проценты – отношение объема компонента к общему объему смеси газов, %:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{см}} 100. \quad (1.13)$$

Массовые проценты – отношение массы компонента к массе смеси, %:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}} 100. \quad (1.14)$$

Соотношения между объемными и массовыми долями:

$$g_i = r_i \frac{M_i}{M_{см}} = r_i \frac{M_i}{\sum (M_i \cdot r_i)}, \quad (1.15)$$

$$r_i = g_i \frac{M_{см}}{M_i} = g_i \frac{\sum \left(\frac{M_i}{g_i} \right)}{M_i}, \quad (1.16)$$

где $M_{см}$ – молярная масса смеси, кг/кмоль; M_i – молярная масса i – компонента, кг/кмоль; g_i – массовая доля; r_i – объемная доля.

1.4. Температура и энтальпия продуктов сгорания.

I–t-диаграмма дымовых газов

Удельная массовая (c) или объемная (c') изобарная теплоемкость дымовых газов рассчитывается, как для смеси газов, по уравнениям:

- удельная массовая теплоемкость определяется по массовому составу:

$$c_{см} = 0,01 \sum_{i=1}^{i=n} c_i g_i, \quad (1.17)$$

где c_i – массовая теплоемкость компонента газовой смеси, кДж/(кг·К); g_i – концентрация компонента газовой смеси, мас.%;

- удельная объемная теплоемкость определяется по объемному составу смеси:

$$c'_{см} = 0,01 \sum_{i=1}^{i=n} c'_i r_i, \quad (1.18)$$

где c'_i – объемная теплоемкость компонента газовой смеси, кДж/(м³·К); r_i – концентрация компонента газовой смеси в объемных процентах, об. %.

Молярные массы, плотность газов при нормальных условиях представлены в табл. 3 приложения. Интерполяционные уравнения для расчета массовых и объемных теплоемкостей от температуры представлены в табл. 4 приложения.

Основными характеристиками дымовых газов, которые необходимы для расчета теплоиспользующего и теплообменного оборудования, являются их температура и теплосодержание (энтальпия). При расчете температуры и энтальпии продуктов сгорания обычно используют I–t-диаграмму для заданного вида топлива. Принцип построения этой диаграммы заключается в следующем:

- рассчитываем общую энтальпию продуктов сгорания на 1 килограмм (или м³) топлива при произвольной температуре, например 1000 °С:

$$I_{дг}^{1000} = 0,01 V_{дг} \sum I_i^{1000} \cdot r_i = 0,01 \sum V_i \cdot I_i^{1000}, \quad (1.19)$$

где $I_{дг}^{1000}$ – энтальпия продуктов сгорания, полученных при сжигании 1 килограмма (м³) топлива при $t = 1000$ °С, кДж/кг (м³) топлива; V_i – объем компонентов продуктов сгорания топлива, м³/кг (м³) топлива; I_i^{1000} – энтальпия компонента газовой смеси при температуре 1000 °С, определяется по приложению 7.

Также энтальпию продуктов сгорания можно рассчитать по уравнению с использованием объемной теплоемкости газов (1.20). Интерполяционные уравнения для расчета объемных теплоемкостей представлены в табл. 4 приложения.

$$I_{дг}^{1000} = \sum V_i \cdot c_{Pi} \cdot t, \quad (1.20)$$

где V_i – объем данного компонента в смеси, м^3 ; c_{p_i} – удельная объемная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; t – температура продуктов сгорания, $^\circ\text{С}$.

- в I – t -диаграмме, построенной в выбранном масштабе энтальпий и температур, наносим точку при $t = 1000$ $^\circ\text{С}$ и соответствующей энтальпии $I_{\text{д.г}}^{1000}$ (рис. 1.1);
- соединяем данную точку с началом координат и получаем прямую, характеризующую зависимость энтальпии продуктов сгорания от температуры. Эта зависимость носит приближенный характер, поскольку не учитывает влияние температуры на теплоемкость.

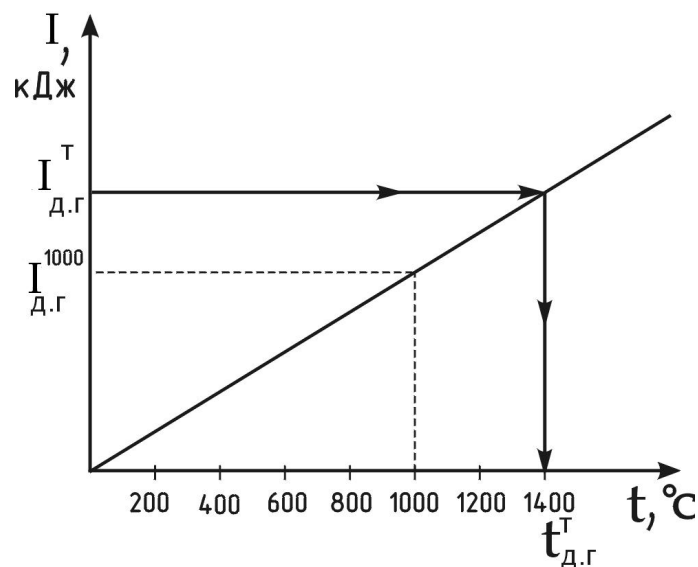


Рис. 1.1. I – t -диаграмма

Теоретическая энтальпия продуктов сгорания $I_{\text{д.г}}^T$ может быть рассчитана из теплового баланса топки. Учитывая, что физическая теплота топлива и воздуха, подаваемого на горение пренебрежительно малы по сравнению с теплотой сгорания, теоретическую энтальпию приближенно можно принять равной низшей теплоте сгорания топлива $Q_{\text{Н}}^P$ и, пользуясь I – t -диаграммой, найти теоретическую температуру продуктов сгорания $t_{\text{д.г}}^T$. В действительности значение энтальпии и температуры продуктов сгорания несколько ниже, что объясняется наличием тепловых потерь в топке. Действительное значение энтальпии примем:

$$I_{\text{д.г}}^D = \eta_{\text{топки}} I_{\text{д.г}}^T, \quad (1.21)$$

где $\eta_{\text{топки}}$ – коэффициент полезного действия топки.

Коэффициент полезного действия топки зависит от многих факторов: вида топлива, конструкции топки и т.д. Для практических расчетов его значение можно принять $\eta_{\text{топки}} = 0,75-0,85$.

При использовании дымовых газов в качестве теплоносителя их конечная температура ограничивается температурой точки росы. Эту температуру можно определить по диаграмме Рамзина для влажного воздуха, рассчитав предварительно влагосодержание дымовых газов. Обычно температура продуктов сгорания на входе в дымовую трубу не должна быть ниже $130-150^{\circ}\text{C}$, в противном случае возможна конденсация водяных паров, их взаимодействие с оксидами серы с образованием кислот, что приводит к коррозии оборудования.

1.5. Использование теплоты дымовых газов при получении водяного пара и горячей воды в котле-утилизаторе

Утилизация теплоты высокопотенциальных тепловых отходов (как правило, горячих технологических или дымовых газов с начальной температурой более 400°C) осуществляется в котлах-утилизаторах или с целью получения насыщенного или перегретого водяного пара, параметры которого зависят от потенциала теплоты охлаждаемого газа.

К котлам-утилизаторам относятся установки для сжигания горючих отходов производства, поэтому основной технологический процесс может протекать без изменений. К ним относятся котлы-утилизаторы, работающие на отходящих газах промышленных печей, котлы для сжигания отходов химической, деревообрабатывающей и нефтеперерабатывающей промышленности.

Котлы-утилизаторы оказывают свое влияние на параметры технологического агрегата и экономические показатели производства в целом.

Принципиальная схема парового котла-утилизатора показана на рис. 1.2.

К основным элементам парового котла-утилизатора большой производительности по пару относятся: барабан, нижние коллекторы,

подъёмные и опускные трубы, являющиеся одновременно теплообменной поверхностью. Продукты сгорания топлива соприкасаются с поверхностью теплообмена (подъёмными трубами) и передают им свою тепловую энергию.

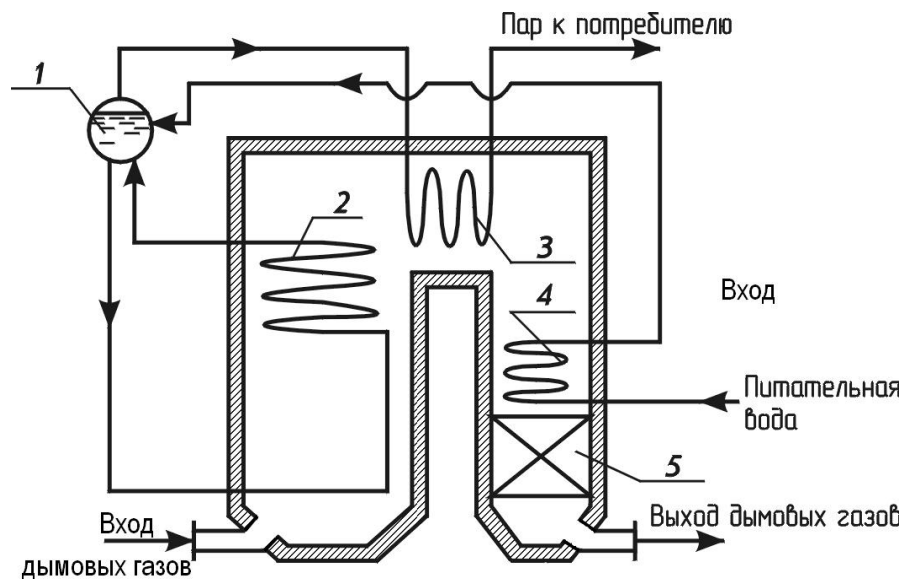


Рис. 1.2. Схема парового котла:

- 1 – барабан котла; 2 – испарительные поверхности; 3 – пароперегреватель;
4 – экономайзер; 5 – воздухоподогреватель

Барабан котла служит в основном для разделения жидкой и паровой фаз, образующихся в результате кипения воды в подъёмных трубах. Котел имеет контур циркуляции парожидкостной системы. В опускных трубах, вынесенных за пределы топки, вода из барабана котла опускается в нижние коллекторы. В подъёмных трубах осуществляется подъём смеси пара и жидкости из коллекторов в барабан. Барабан имеет запорно-регулирующую арматуру, обеспечивающую режим работы котла, подачу пара к потребителю и возврат конденсата от него.

В целях повышения экономичности работы котельная установка снабжается экономайзером 4 и воздухоподогревателем 5. Экономайзер (обычно теплообменник змеевикового типа) служит для подогрева питательной воды. Воздухоподогреватель предназначен для подогрева воздуха, подаваемого для горения топлива. Для получения перегретого пара служит пароперегреватель 3. Котлы-утилизаторы малой паропроизводительности подобны по устройству

кожухотрубным теплообменникам, но имеют паровое пространство и сепаратор пара [6, 7].

1.6. Цикл паросиловой установки

Получаемый в котлах-утилизаторах пар высокого давления (обычно 4–5 МПа) может быть использован в паросиловой установке.

Паросиловые установки (ПСУ), работающие от пара котлов-утилизаторов предназначены для получения механической энергии, идущей на привод компрессорного оборудования и насосов высокой производительности. На этих установках возможен отбор пара низкого давления (не более 0,5 МПа) для производственных нужд. Принципиальная схема ПСУ показана на рис. 1.3.

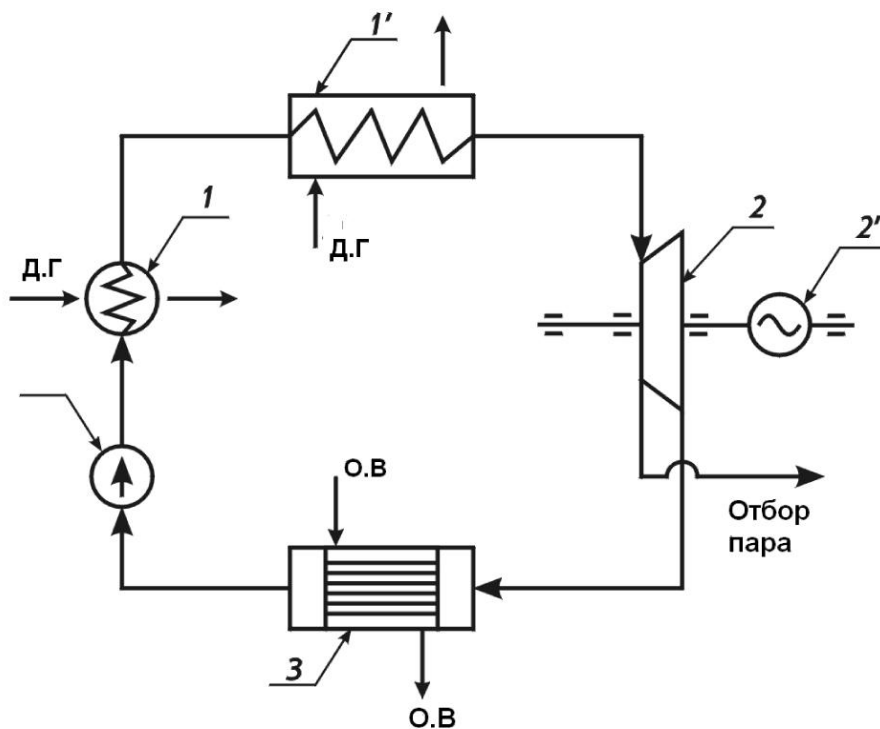


Рис. 1.3. Принципиальная схема ПСУ:

- 1 – испаритель; 1' - пароперегреватель; 2 – паровая турбина;
2' – электрогенератор; 3 – конденсатор; 4 – питательный насос

На схеме условно изображены лишь два элемента котла-утилизатора: испаритель 1 и пароперегреватель 1'. Работа установки состоит в следующем. Питательная вода (конденсат) насосом 4 нагнетается в испаритель парового котла. В испарителе за счет энергетического потенциала высокотемпературных

вторичных энергоресурсов вода при постоянном давлении нагревается до температуры кипения и превращается во влажный ($x = 0,8-0,95$) или в сухой насыщенный пар ($x = 1$), который затем перегревается в пароперегревателе 1' до заданной температуры. Перегретый пар поступает в паровую турбину 2, где адиабатно расширяется с получением полезной механической работы, идущей на привод компрессоров и насосов. Современные турбины имеют ряд отборов пара, через которые пар низкого давления поступает к потребителю для использования в качестве теплоносителя или на технологические нужды. Отработанный пар (после турбины) направляется в конденсатор 3. Конденсатор представляет собой обычный кожухотрубный теплообменник, основное назначение которого состоит в конденсации отработанного пара и создании вакуума за турбиной. Это приводит к увеличению работы турбины, что повышает экономичность цикла ПСУ. В конденсаторе пар конденсируется, превращаясь в воду (конденсат), которая затем питательным насосом подается в барабан котла.

На рис. 1.4 представлен цикл ПСУ в T-s- и i-s-диаграммах.

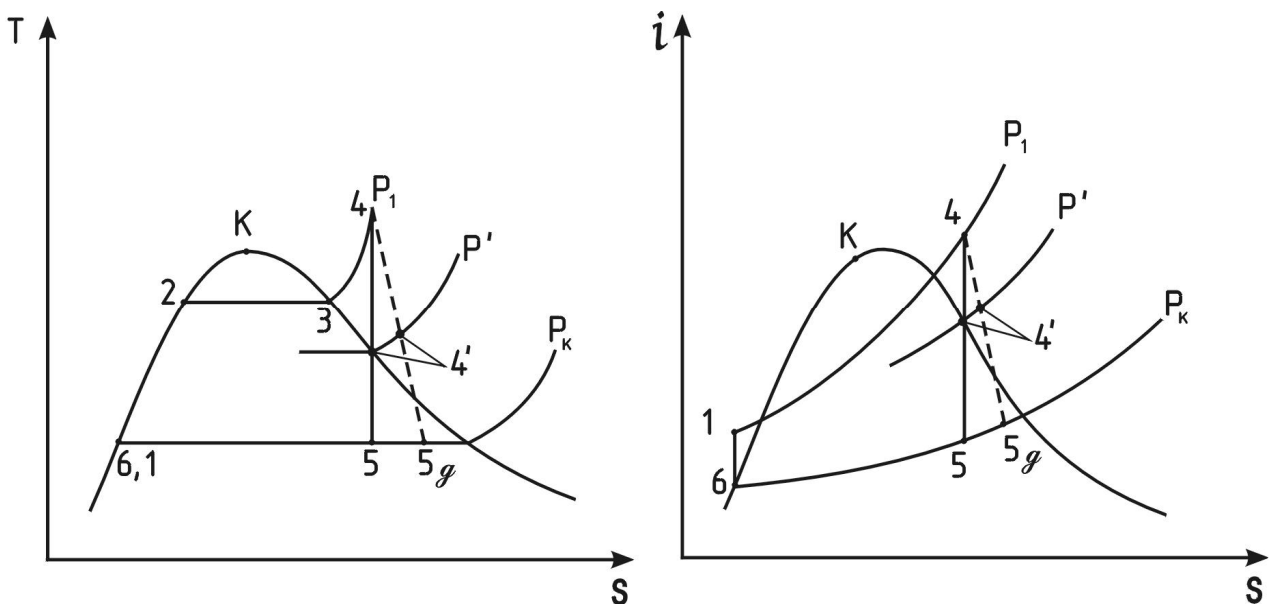


Рис. 1.4. Цикл ПСУ в T-s- и i-s-диаграммах

Этот цикл состоит из изобарного процесса получения перегретого пара в котле (линия 1–2–3–4). Участок 1–2 характеризует процесс нагревания воды до температуры насыщения (кипения); участок 2–3 соответствует процессу

парообразования, т.е. превращению воды в пар; участок 3–4 характеризует процесс перегрева пара. Линия 4–5 отражает адиабатный процесс расширения пара в турбине. Отрезок 5–6 изобарно-изотермический процесс конденсации отработанного пара в конденсаторе 3. Отрезок 6–1 изображает процесс повышения давления воды в насосе. В T–s- и i–s-диаграммах отрезок 6–1 трансформируется в точку, поскольку в насосе ни один из термодинамических параметров (кроме давления) не изменяется.

При анализе цикла ПСУ вводят следующие понятия:

1. Техническая работа турбины. Под технической работой турбины понимают работу всех термодинамических процессов цикла:

$$\ell_T = P_1(v_4 - v_1) + (i_4 - P_4 v_4) - (i_5 - P_5 v_5) + P_5(v_6 - v_5) + v_1(P_1 - P_6) = i_4 - i_5. \quad (1.22)$$

2. Работа цикла. Работа цикла определяется как разность между технической работой турбины и работой, затрачиваемой насосом:

$$\ell_{\text{ц}} = \ell_T - \ell_H = (i_4 - i_5) - v_1(P_1 - P_2). \quad (1.23)$$

3. Удельная тепловая нагрузка парового котла (теплота, подводимая к рабочему телу – воде в котле, процесс 1–2–3–4):

$$q_1 = i_4 - i_1. \quad (1.24)$$

4. Термический КПД цикла ПСУ:

а) теоретический:

$$\eta_t^T = \frac{i_4 - i_5}{i_4 - i_6}, \quad (1.25)$$

б) практический:

$$\eta_t^D = \frac{i_4 - i_{5D}}{i_4 - i_6}, \quad (1.26)$$

в) внутренний относительный:

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_t^D}{\eta_t^T} = \frac{i_4 - i_{5D}}{i_4 - i_5}. \quad (1.27)$$

5. При расчете ПСУ требуется определять удельный и массовый расход пара, теоретический и действительный.

Удельный расход пара на получение 1МДж теплоты определяют по

формулам, кг:

$$d_T = 1000/(i_4 - i_5); \quad (1.28)$$

$$d_D = 1000/(i_4 - i_{5D}), \quad (1.29)$$

где i_4 и i_5 – энтальпия, кДж/кг.

Массовый расход пара можно определить из выражения:

$$G_{\Pi} = N_T \cdot d, \quad (1.30)$$

где N_T – мощность турбины, МВт; d – удельный расход пара, кг/МДж; G_{Π} – расход пара, кг/с.

6. Общая нагрузка парового котла:

$$Q_1 = G_{\Pi} \cdot q_1 = G_{\Pi} (i_4 - i_1). \quad (1.31)$$

1.7. Парокомпрессионные холодильные установки

Роль искусственного холода в промышленности весьма значительна. Многие химико-технологические процессы (в производствах синтетического аммиака, красителей, сжижения газов, разделения газовых смесей, выделения солей из растворов и т.д.) наиболее интенсивно протекают при пониженных температурах, значения которых ниже температуры окружающей среды. Кроме того, проведение экзотермических химических реакций в технологических аппаратах при $t = 20-50$ °С во многих случаях требует интенсивного отвода теплоты, что обычной водой (особенно в летних условиях) осуществить не удастся. В связи с этим, в химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и других отраслях промышленности широкое распространение получили процессы «умеренного охлаждения» (от +10 до -150 °С). Отрасль техники, охватывающая вопросы получения и применения «искусственного холода» в интервале температур от +10 до -150 °С, называют холодильной техникой. Комплекс оборудования, служащий для получения и поддержания в охлаждаемых помещениях, телах или веществах температур ниже температуры окружающей среды, составляет холодильную установку. Холодильные установки подразделяются на паровые компрессионные, воздушные, парозежекторные и абсорбционные (рассмотрены в главе 3). Наибольшее

распространение в технике нашли парокompрессионные холодильные установки, мощность которых достигает свыше 500 кВт. В этих установках в качестве хладагента используют низкокипящие жидкости: аммиак, углекислота, хлористый метил, фреоны (хладоны). Эти жидкости кипят при температуре ниже 0°C .

Холодильные машины производят холод за счет затраты работы на сжатие хладагента. В этих машинах теплота передается от системы менее нагретой к системе более нагретой.

Эффективность действия холодильной машины оценивается количеством произведенного холода при заданной затрате работы, т.е. определяется численным значением холодильного коэффициента. В холодильной установке температурный уровень отдаваемой теплоты низок, и она не может быть использована, например, в системе отопления.

1.8. Циклы парокompрессионной холодильной установки

Схема и циклы парокompрессионной холодильной установки представлены на рис. 1.5 и 1.6 соответственно.

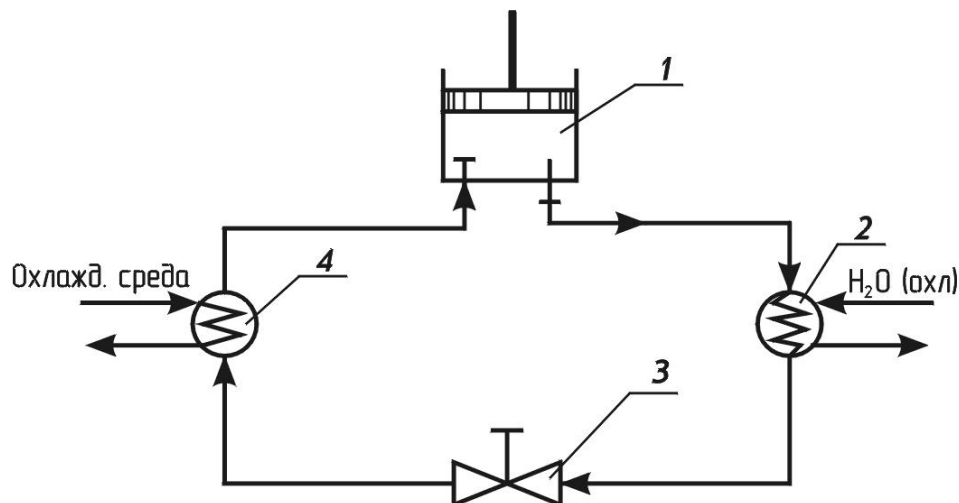


Рис. 1.5. Схема парокompрессионной холодильной установки:

- 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель;
- 4 – испаритель (холодильная камера)

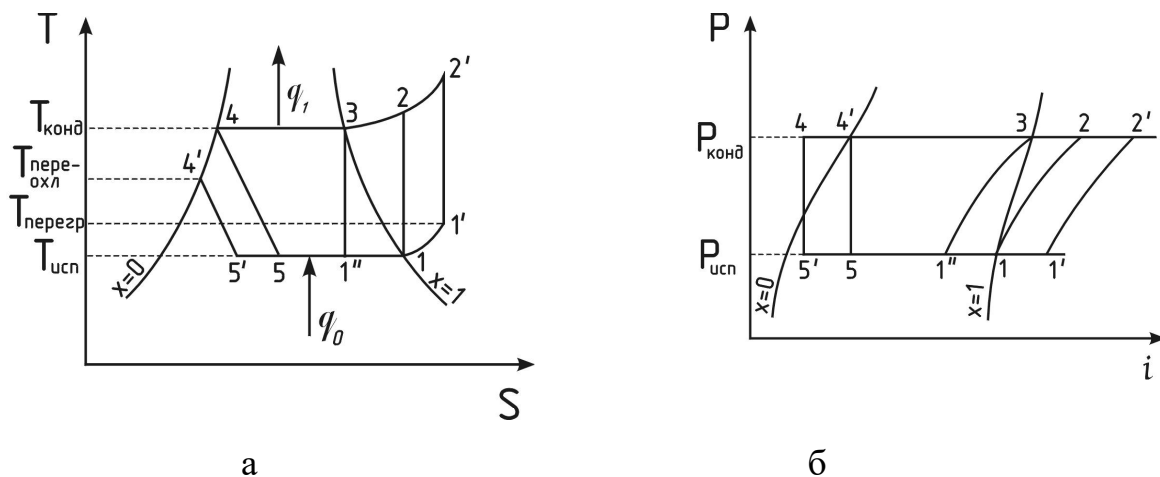


Рис. 1.6. Виды холодильных циклов парокомпрессионной холодильной установки: а – Т–s-диаграмма; б – P–i-диаграмма

Основными элементами паровой компрессионной холодильной установки являются: компрессор 1, конденсатор 2, дроссель 3 и испаритель 4. В такой установке пары хладагента (аммиака, фреона или углекислоты) забираются компрессором 1 из испарителя 4 и сжимаются в нем до давления конденсации. После компрессора хладагент поступает в конденсатор 2, где при постоянном давлении охлаждается до температуры насыщения, а затем конденсируется. Отвод теплоты в конденсаторе осуществляется водой или воздухом. После конденсатора жидкий хладагент проходит дроссельный вентиль 3, где в процессе дроселирования хладагент понижает свою температуру и превращается во влажный пар с низкой степенью сухости. Влажный насыщенный пар хладагента поступает в испаритель 4, где жидкая фаза, испаряясь при постоянном давлении, отбирает теплоту от охлаждаемой среды (например рассола, см. схему). Таким образом при осуществлении цикла удается отвести теплоту от тела менее нагретого (рассола) к телу более нагретому – воде, поступающей в конденсатор 2. В зависимости от режима работы паровой компрессионной установки ее термодинамический цикл может быть «влажным» или «сухим». На практике чаще применяют «сухие» циклы с перегревом в испарителе или с переохлаждением хладагента в конденсаторе.

На диаграммах рис. 1.6 соответственно 1-2-3-4-5-1 сухой цикл; 1-1'-2'-3-4-5-1 сухой с перегревом в испарителе; 1-2-3-4-4'-5'-1 сухой с переохлаждением в конденсаторе; 1''-3-4-5 влажный цикл.

Для всех циклов, изображенных на рис.1.6, участки 1–2; 1'–2'; 1''–3 характеризуют процесс адиабатного сжатия хладагента в компрессоре. Линии 2–4; 2'–4 и 3–4 соответствуют процессу изобарного охлаждения и конденсации в конденсаторе. Отрезки 4–5 и 4'–5' характеризуют процесс дросселирования рабочего тела, а линии 5–1; 5–1'; 5'–1 и 5–1'' соответствуют изобарному процессу в испарителе.

Сухой цикл – это цикл, осуществляемый как в области влажного насыщенного пара, так и в области перегретого пара.

Влажным называют цикл, который полностью осуществляется в области влажного насыщенного пара.

Расчет цикла холодильной установки обычно начинают с построения цикла в T–s- или P–i-диаграммах. С помощью диаграммы определяют параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

Требуемый расход хладагента (рабочего тела):

$$G_{\text{хл}} = \frac{Q_o}{q_0} = \frac{Q_0}{i_1 - i_5}, \quad (1.32)$$

где $G_{\text{хл}}$ – расход хладагента, кг/с; Q_0 – холодопроизводительность, кВт; q_0 – удельная холодопроизводительность, теплота, отбираемая хладагентом в испарителе, кДж/кг; i_1, i_5 – энтальпии хладагента на выходе и входе в испаритель, кДж/кг.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_K} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}, \quad (1.33)$$

где ε – холодильный коэффициент; ℓ_K – удельная работа, затрачиваемая в компрессоре, кДж/кг; i_1 и i_2 – энтальпия хладагента на входе и выходе из компрессора соответственно, кДж/кг.

Теплота, отводимая в конденсаторе:

$$Q_K = Q_1 = G_{\text{хл}} \cdot q_1 = G_{\text{хл}} (i_2 - i_1). \quad (1.34)$$

По формуле (1.35) определяют необходимый расход воды:

$$G_{\text{охл воды}} = \frac{Q_1}{c_B (t_H - t_K)}, \quad (1.35)$$

где $Q_K (Q_K)$ – теплота, отводимая в конденсаторе, кВт; $G_{ХЛ}$ – расход хладагента, кг/с; q_1 – удельная теплота конденсации, кДж/кг; $G_{ОХЛ}$ воды – расход охлаждающей воды, кг/с; c_B – теплоемкость воды, кДж/(кг·К); t_H и t_K – начальная и конечная температура охлаждающей воды в конденсаторе, °С.

Теоретическая и действительная мощность компрессора:

$$N_K = G_{ХЛ} \ell_c = G_{ХЛ} (i_2 - i_1); \quad (1.36)$$

$$N_{K, ДЕЙСТВ} = \frac{N_K}{\eta_K}, \quad (1.37)$$

где η_K – общий КПД компрессора, $\eta_K = 0,9 - 0,8$.

По холодопроизводительности Q_0 и действительной мощности компрессора $N_{K, ДЕЙСТВ}$ по справочной литературе (табл. 10 приложения) выбирается тип компрессора.

1.9. Эксергетический анализ элементов технологической установки

Эксергетический анализ включает в себя определение входящих и выходящих потоков эксергии, величины потерь и эксергетического КПД [8-11].

Суммируется эксергия всех входящих $\sum E_{ВХ}$ и выходящих потоков $\sum E_{ВЫХ}$. Эксергетический КПД – это отношение суммы эксергий выходящих к сумме эксергий входящих потоков:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{ВЫХ}}{\sum E_{ВХ}} = 1 - \frac{D}{\sum E_{ВХ}}, \quad (1.38)$$

где $E_{ВХ}$ – входные потоки, кВт; $E_{ВЫХ}$ – выходные потоки, кВт; D – потери эксергии, кВт.

1.9.1. Процесс горения топлива. Эксергетический КПД топки

Эксергия входящих потоков

Эксергия потоков, входящих в топку $E_{ВХ}$, складывается из эксергии топлива $E_{1-ВХ}$ и эксергии потока воздуха, подаваемого на горение $E_{2-ВХ}$ [12-14]:

$$\sum E_{ВХ} = E_{1-ВХ} + E_{2-ВХ}. \quad (1.39)$$

Эксергия газообразного топлива (поток – 1) рассчитывается по упрощенному уравнению:

$$E_{1-ВХ} = Q_H \cdot G_{\text{ТОПЛ}} \cdot \eta_{\text{ТОПКИ}}, \quad (1.40)$$

где $E_{1-ВХ}$ – эксергия топлива на входе в топку, кВт; Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/м³; $G_{\text{ТОПЛ}}$ – расход топлива, м³/с; $\eta_{\text{ТОПКИ}}$ – КПД топки.

Эксергия потока воздуха (поток – 2), подаваемого из воздухоподогревателя на горение $E_{2-ВХ}$, определяется по уравнению:

$$E_{2-ВХ} = V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} \left[c'_{\text{ВОЗД}} (t_{2-ВОЗД} - t_0) - T_0 \left(c'_{\text{ВОЗД}} \ln \frac{T_{2-ВОЗД}}{T_0} - 0,001 R_{\text{ВОЗД}} \rho_{\text{ВОЗД}} \ln \frac{P_{\text{ВОЗД}}}{P_0} \right) \right], \quad (1.41)$$

где t_0 и T_0 – нулевая температура в °С и К соответственно $t_0 = 0$ °С, $T_0 = 273$ К; $P_{\text{ВОЗД}}$ и P_0 – давление воздуха и атмосферное давление при нормальных физических условиях соответственно $P_{\text{ВОЗД}} = 1,2 - 1,5$ атм, $P_0 = 1$ атм; $c'_{\text{ВОЗД}}$ – удельная объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К); $\rho_{\text{ВОЗД}}$ – плотность воздуха при $t_{2-ВОЗД}$ и $P_{\text{ВОЗД}}$ рассчитываются по уравнению Менделеева – Клапейрона, кг/м³; $R_{\text{ВОЗД}}$ – характеристическая газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К).

Эксергия выходящих потоков

Выходящий поток – это дымовые газы, образовавшиеся в результате сгорания топлива заданного состава:

$$E_{\text{ВЫХ}} = V_{\text{ДЕЙСТВ.ДГ}} \left[c'_{\text{ДГ}} (t_{1-ДГ} - t_0) - T_0 \left(c'_{\text{ДГ}} \ln \frac{T_{1-ДГ}}{T_0} - 0,001 R_{\text{ДГ}} \cdot \rho_{\text{ДГ}} \ln \frac{P_{\text{ДГ}}}{P_0} \right) \right], \quad (1.42)$$

где $t_{1-ДГ}$ и $T_{1-ДГ}$ температура дымовых газов, выходящих из топки, °С и К; $P_{\text{ДГ}}$ – давление дымовых газов на выходе задается 1,2 – 1,5 атм; $c'_{\text{ДГ}}$ – удельная объемная теплоемкость дымовых газов, кДж/(м³·К); $\rho_{\text{ДГ}}$ – плотность дымовых газов при заданных параметрах, кг/м³; $R_{\text{ДГ}}$ – характеристическая газовая постоянная дымовых газов, Дж/(кг·К).

Плотность, теплоемкость, характеристическая газовая постоянная для дымовых газов рассчитываются как для смеси идеальных газов заданного состава.

Эксергетический КПД топки и потери эксергии при горении топлива:

$$\eta_e^{\text{ТОПКИ}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{\sum E_{\text{ВХ}}} 100\%, \quad D = \sum E_{\text{ВХ}} - E_{\text{ВЫХ}}. \quad (1.43)$$

Эксергия топлива складывается из эксергий входящих в него компонентов. Для упрощения расчетов принимают величину химической эксергии для различных видов топлив:

- твердых:

$$E_{\mu} = Q_H (1 - W), \quad (1.44)$$

где Q_H – низшая теплота сгорания, кДж/кг; W – влагосодержание, мас. доли;

- жидких:

$$E_{\mu} = 0,975 Q_H; \quad (1.45)$$

- газообразных:

$$E_{\mu} = 0,95 Q_H. \quad (1.46)$$

Теплота сгорания топлива зависит от его состава, выраженного по рабочему компоненту:

$$Q_H = \sum Q_i \cdot r_i, \quad (1.47)$$

где Q_i – низшая теплота сгорания компонента смеси, кДж/кг (кДж/м³); r_i – массовая доля (в случае твердого или жидкого топлива) или объемная доля (в случае газообразного топлива).

Если задан элементарный состав топлива, то теплоту сгорания рассчитывают по уравнению Д.И. Менделеева, кДж/кг:

$$Q_H^P = 339C^P + 1030H^P - 109(O^P - S^P) - 25W^P. \quad (1.48)$$

1.9.2. Эксергетический анализ паросиловой установки

Схема основных потоков энергии показана на рис. 1.7.

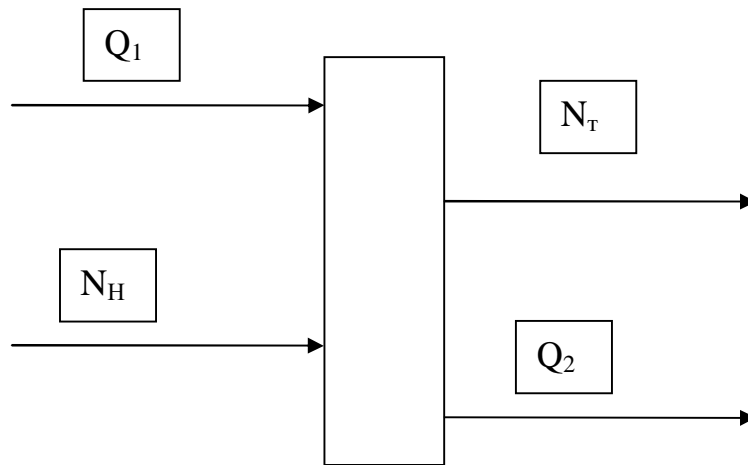


Рис. 1.7. Схема энергетических потоков ПСУ

Входящие потоки: Q_1 – теплота на нагрев воды до состояния перегретого пара, кВт; N_H – мощность насоса на перекачивание воды, кВт.

Выходящие потоки: Q_2 – теплота, отводимая в конденсаторе, кВт; N_T – мощность турбины, кВт.

Эксергия потоков механической энергии численно равна мощности турбины.

Эксергия теплового потока:

$$E_q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (1.49)$$

где Q – количество теплоты, кВт; $T_0 = 273$ К; T – абсолютная температура потока, К.

Уравнение (1.49) используется для расчета эксергии входящего теплового потока на нагрев воды в котле и выходящего теплового потока при охлаждении отработанного пара.

Мощность турбины и насоса определяется по уравнениям (1.22) и (1.30) при известном расходе пара.

Также величину эксергии можно определить из $e-i$ -диаграммы (эксергетической) воды и водяного пара.

1.9.3. Эксергетический анализ парокомпрессионной установки

Схема потоков энергии холодильной установки показана на рис. 1.8.

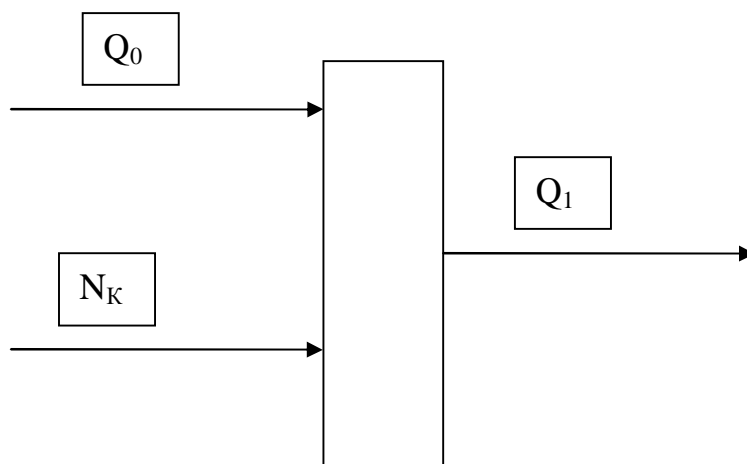


Рис. 1.8. Схема энергетических потоков в холодильной установке

Входящие потоки: Q_0 – холодопроизводительность, кВт; N_K – мощность компрессора на сжатие хладагента, кВт.

Выходящие потоки: Q_1 – теплота, отводимая в конденсаторе, кВт.

Эксергия теплового потока рассчитывается по уравнениям (1.34) и (1.49), затраченной механической энергии по уравнению (1.36), потери эксергии и эксергетический КПД по уравнению (1.43).

1.9.4. Построение диаграммы Грассмана

энергосберегающей технологической установки

На диаграмме все объекты изображают схематично в виде прямоугольника, стрелками показывают соответственно входящие и выходящие потоки эксергии. Ширина стрелок пропорциональна величине эксергии данного потока. Заштрихованными стрелками показывают потери эксергии. Римскими цифрами обозначаются основные элементы энергосберегающей установки: топка, печь обжига, ПСУ, холодильная установка, экономайзер, воздухоподогреватель.

В качестве примера рассмотрим паросиловую установку, схему эксергетических потоков и потерь эксергии (рис. 1.9).

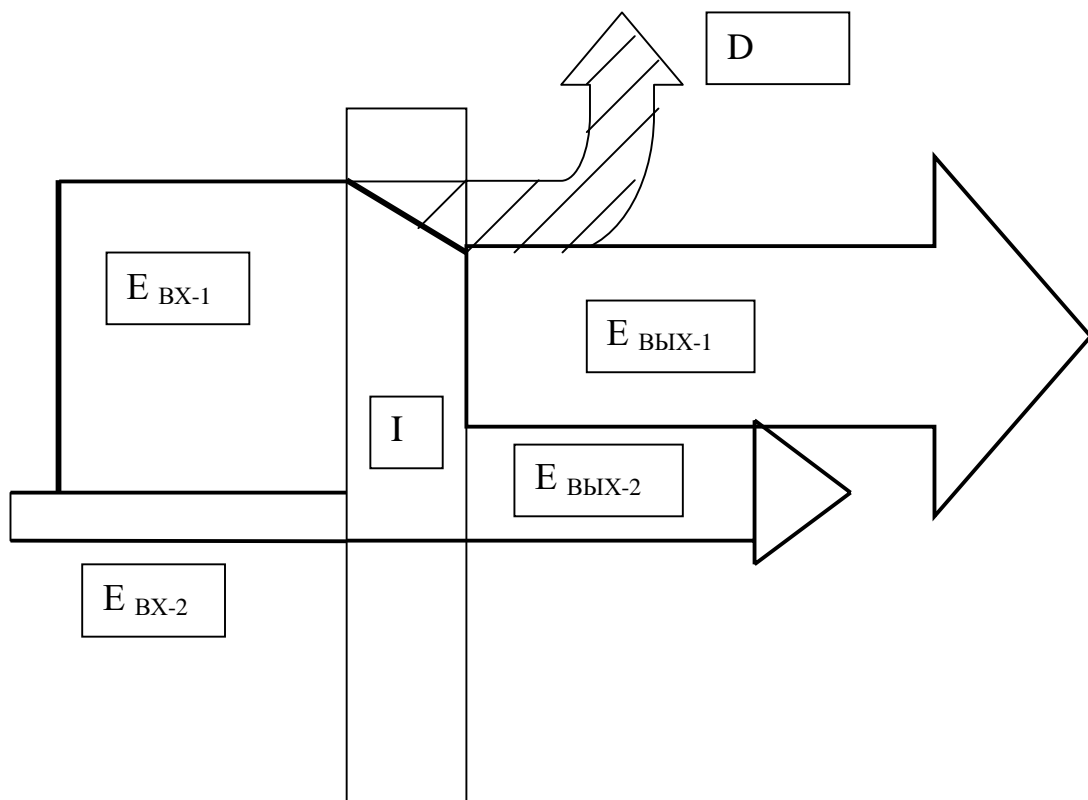


Рис. 1.9. Диаграмма Грассмана для эксергетических потоков ПСУ

В заключении дается термодинамическая оценка установки, выводы по работе.

1.9.5. Построение циклов в эксергетических диаграммах

По результатам расчетов студент строит циклы ПСУ и цикл парокомпрессионной холодильной машины в тепловых $i-s$ -, $T-s$ -диаграммах и эксергетических $e-i$ -диаграммах водяного пара и аммиака. Данные диаграммы являются приложением к выполненной работе.

Глава 2. РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Задание и исходные данные

Схема энерготехнологической установки показана на рис. 2.1.

В топке 1 технологической печи 2 для проведения твердофазной химической реакции сжигается топливный ВЭР, состав которого задан в объемных (r) или массовых (g) процентах.

Производительность печи по сырью D т/ч. На получение 1 т продукта требуется 1 т сырья и затрачивается Q МДж теплоты. Суммарные потери в окружающую среду в печи и топке составляют A% от теплоты сгорания топлива. Коэффициент избытка воздуха при горении топлива α . Температура газов на выходе из топки $t_{дг1}$, на выходе из печи $t_{дг2}$. Воздух, необходимый для горения, подается в топку 1 центробежным вентилятором 4, предварительно подогреваясь от температуры $t_{в1}$ до температуры $t_{в2}$ продуктами реакции, охлаждаемыми воздухом в холодильнике 3. Начальная температура воздуха $t_{в1}$. Выбрать для нечетных номеров вариантов летних (Л) и четных зимних (З) условий г. Иваново. Теплота отходящих из печи дымовых газов расходуется на нагрев воды и получение водяного пара с параметрами $P_{п1}$ МПа и $t_{п2}$. Температуру продукта на выходе из печи ($t_{пр1}$) принять на 50–150 °С ниже температуры выходящих из печи дымовых газов ($t_{дг2}$), температура продукта после охлаждения $t_{пр1}$. Температура питательной воды на входе в котел $t_{вод1}$. Водяной пар, полученный в котле, поступает в конденсационную паросиловую установку, работающую по циклу Ренкина. Температура охлаждающей воды в конденсаторе $t_{вод2}$. Внутренний КПД турбины η_{oi} . Турбина 6 служит для привода компрессора 9 парокompрессионной аммиачной холодильной установки, на что расходуется B% её мощности. Температура хладагента в конденсаторе 7 $t_{вод3}$. Температура в испарителе 12 (холодильной камере) $t_{исп}$, КПД компрессора 9 η_k . Для упрощения выбора оборудования холодильной установки задаться: коэффициентом теплопередачи при конденсации хладагента $K_{конд} = 10–60$ Вт/(м²·К) и средней движущей силой $\Delta t_{конд} = 10–30$ °С,

при испарении хладагента $K_{исп} = 300\text{--}800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и средней движущей силой $\Delta t_{исп} = 20\text{--}40 \text{ }^\circ\text{С}$. Схема анализируемой установки представлена на рис. 2.1.

- Определить:

– расход топливного ВЭР $V_T, \text{ м}^3/\text{с}; G_T, \text{ м}^3/\text{с};$

– объем воздуха, подаваемого в топку $V_{возд}, \text{ м}^3/\text{с};$

– объем и состав дымовых газов $V_{д.г.}, \text{ м}^3/\text{с};$

- Рассчитать ПСУ, работающую по циклу Ренкина: подводимую Q_1 и отводимую Q_2 теплоту, расход воды (пара) $G_{пт}$, мощность турбины N_T и насоса N_H , термический КПД установки η_t ;

- Построить цикл ПСУ в i – s -, T – s - (схематично) и в e – i -диаграммах;

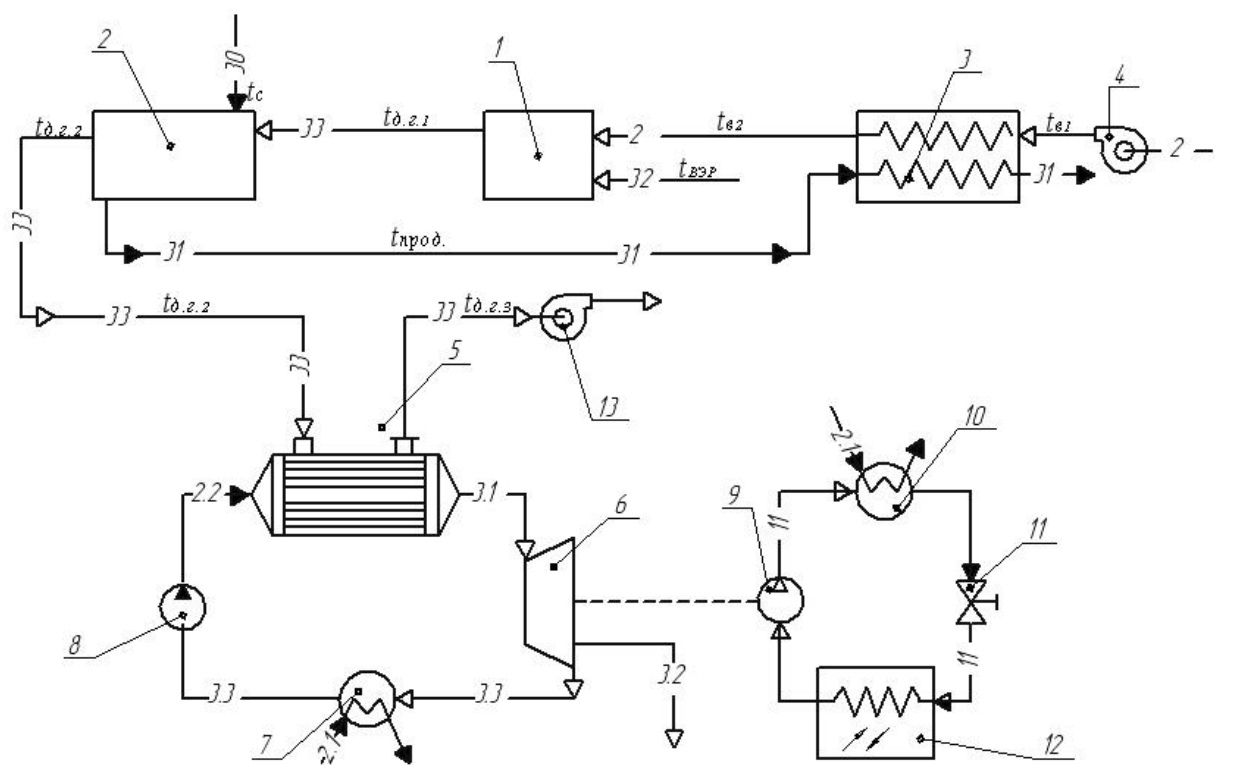
- Построить цикл парокompрессионной холодильной установки в T – s - и e – i -диаграммах.

- Рассчитать цикл парокompрессионной холодильной установки: мощность компрессора N_K , расход хладагента $G_{хл}$, количество отводимой теплоты Q_1 , холодопроизводительность Q_0 , холодильный коэффициент ε . Подобрать оборудование.

- Составить тепловые и эксергетические балансы отдельных элементов установки. Определить потери эксергии и эксергетический КПД;

- Изобразить диаграмму (Грассмана) потоков и потерь эксергии в каждом элементе энергосберегающей технологической установки [12].

Исходные данные взять из табл. 1 приложения. Схема энергосберегающей установки приведена на рис. 2.1.



Обозначения материальных потоков

—11— вода оборотная	—32— технологический пар	—31— продукт
—12— конденсат	—33— пар влажный	—32— топливный ВЭР
—2— воздух	—11— хладагент (аммиак)	—33— дымовые газы
—31— энергетический пар	—30— сырьё	

Рис.2.1. Схема энерготехнологической установки:

1 – топка; 2 – печь технологическая; 3 – холодильник; 4 – воздушный вентилятор; 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – конденсатор ПСУ; 8 – насос; 9 – компрессор; 10 – конденсатор хладагента; 11 – дроссель; 12 – испаритель; 13 – вентилятор дымовых газов

2.2. Пример расчета энергосберегающей технологической установки

2.2.1. Содержание расчетной части:

- 1) составление материального и теплового балансов топки и технологической печи. Определение расхода топливных ВЭР;
- 2) расчет барабанного холодильника для охлаждения продукта реакции воздухом;
- 3) расчет цикла паросиловой установки (ПСУ);
- 4) расчет цикла парокомпрессионной холодильной установки;

- 5) определение эксергетических потоков и эксергетический анализ элементов энергосберегающей технологической установки;
- б) выводы по работе.

2.2.2. Составление материального и теплового балансов топки и технологической печи

Определение расхода топливных ВЭР. Состав топливных ВЭР берется из табл. 2 приложения.

Исходные данные:

- производительность печи по сырью 24 т/ч;
- топливные ВЭР (жидкие): C^P 57%, H^P 5%, O^P 15%, S^P 1%, N_2^P 15%, W^P 7%;
- температура сырья 550 °С;
- температура газов на выходе 600 °С;
- теплоемкость сырья и продукта 3200 Дж/(кг·К);
- температура сырья на входе 30 °С;
- температура воздуха на входе в установку 24 °С;
- теплота реакции 1200 МДж/т.

1. Материальный и тепловой балансы топки и технологической печи

Топку для сжигания топливных ВЭР рассматриваем совместно с технологической печью, как печной агрегат, входящий в энерготехнологическую систему, технологическая схема которой показана на рис. 2.1.

Схема материальных потоков показана на рис. 2.2.

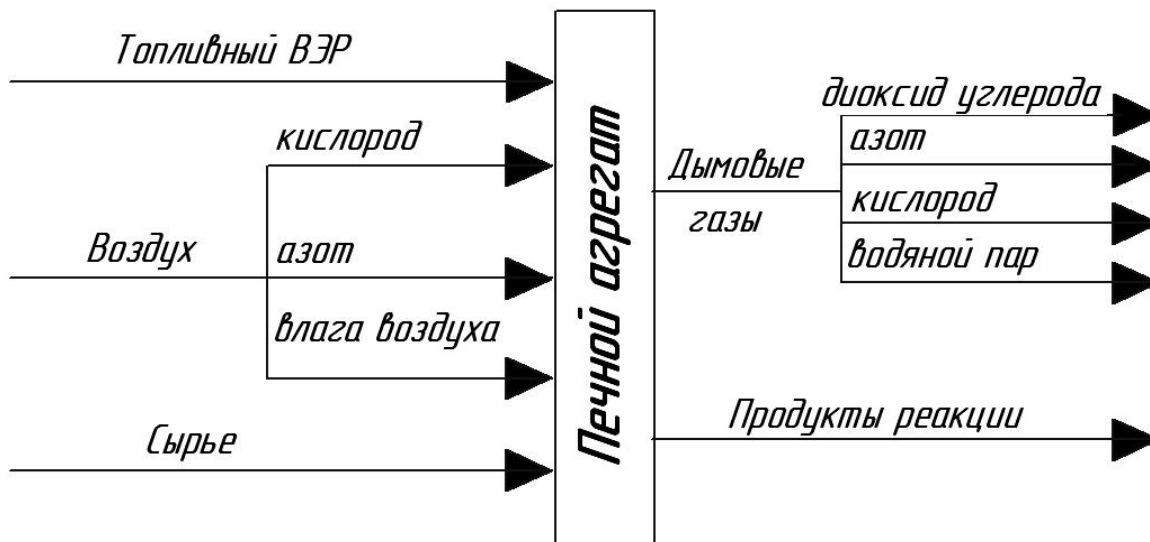


Рис.2.2. Схема материальных потоков

Расчет объема воздуха, подаваемого на горение

Расчет объема воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, проводим по уравнениям (1.7)–(1.9) в зависимости от агрегатного состояния. Расчет ведется на 1 кг (m^3) топлива заданного состава. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,2$.

Теоретический объем воздуха:

$$V_{\text{ВОЗД}} = 0,089C^P + 0,226H^P + 0,033(S^P - O^P) =$$

$$= 0,089 \cdot 57 + 0,226 \cdot 5 + 0,033(1 - 15) = 5,741 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Действительный объем воздуха:

$$V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} = \alpha V_{\text{ВОЗД}} = 5,741 \cdot 1,2 = 6,889 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Обозначим через B кг/с расход топливных ВЭР.

Секундный расход воздуха:

$$V_{\text{СЕК}} = B \cdot V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} = B \cdot 6,889 \text{ кг} / \text{с}.$$

Состав и объем продуктов сгорания топлива

Объем компонентов газовой смеси в расчете на 1 кг топлива рассчитываем по уравнениям (1.10)–(1.16):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^P + 0,375S^P) = 0,0187(57 + 0,375 \cdot 1) = 1,073 \text{ м}^3 / \text{кг топлива};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} + 0,008N^P = 0,79 \cdot 6,889 + 0,008 \cdot 15 = 5,562 \text{ м}^3 / \text{кг топлива};$$

$$V_{O_2} = 0,21V_{ДЕЙСТВ.ВОЗД}(\alpha - 1) = 0,21 \cdot 6,889(1,2 - 1) = 0,289 \text{ м}^3 / \text{кг топлива};$$

$$V_{H_2O} = 0,021(9H + W) + 0,016V_{ДЕЙСТВ.ВОЗД} = \\ = 0,0129(9 \cdot 5 + 7) = 0,0161 \cdot 8,889 = 0,782 \text{ м}^3 / \text{кг топлива}.$$

Секундный расход компонентов дымовых газов:

$$V_{RO_2} = 1,073B \text{ кг/с};$$

$$V_{N_2} = 5,562B \text{ кг/с};$$

$$V_{O_2} = 0,289B \text{ кг/с};$$

$$V_{H_2O} = 0,782B \text{ кг/с}.$$

Схема тепловых потоков

Схема тепловых потоков печного агрегата, включая холодильник для охлаждения продукта реакции, представлена на рис. 2.3.

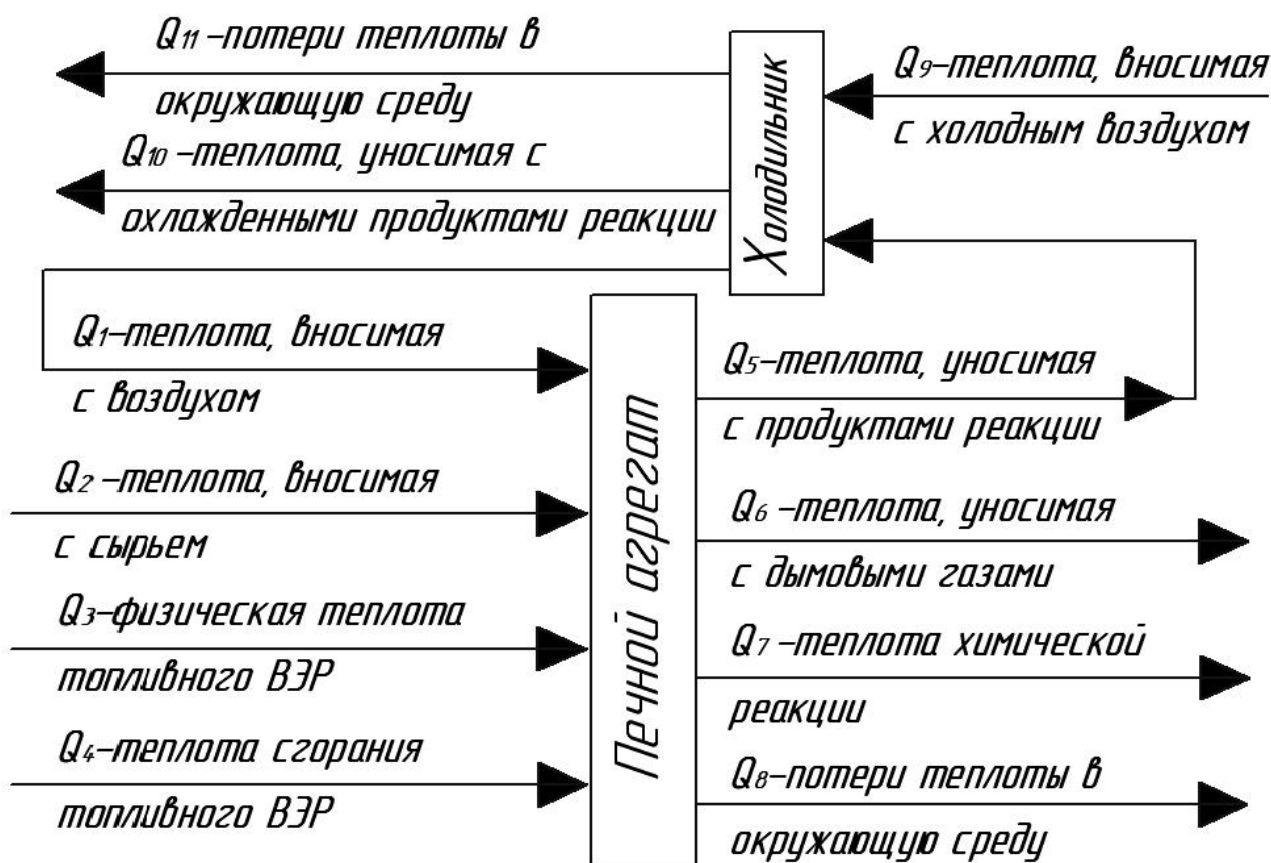


Рис. 2.3. Схема тепловых потоков

Количество поступающего в печь сырья находим из уравнения теплового баланса печного агрегата.

Объемный состав дымовых газов (на влажный газ)

$$V_{дг} = B(1,073 + 5,552 + 0,289 + 0,782) = 7,696B \text{ кг / с.}$$

Содержание каждого компонента по уравнению (1.13), об. %:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{дг}} = \frac{1,073}{7,696} 100 = 13,94,$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{дг}} = \frac{5,562}{7,696} 100 = 72,15,$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{дг}} = \frac{0,269}{7,696} 100 = 3,5,$$

$$r_{HO_2} = \frac{V_{HO_2}}{V_{дг}} = \frac{0,782}{7,696} 100 = 10,41.$$

При необходимости расчета молярной массы смеси газов и характеристической газовой постоянной свойства отдельных компонентов газовой смеси представлены в табл. 3 приложения.

Определение температуры дымовых газов

Температуру дымовых газов определяем по I–t-диаграмме дымовых газов (рис. 2.4), построение которой показано на рис. 1.1.

Объемные теплоемкости компонентов дымовых газов при $t = 1000$ °С определяем по интерполяционным уравнениям (табл. 4 приложения), кДж/(м³·К):

$$c'_{P_{CO_2}} = 1,725 + 0,00004756 \cdot 1000 = 1,773,$$

$$c'_{P_{N_2}} = 1,2833 + 0,00010492 \cdot 1000 = 1,388,$$

$$c'_{P_{O_2}} = 1,3046 + 0,00018183 \cdot 1000 = 1,486,$$

$$c'_{P_{H_2O}} = 1,2803 + 0,00005355 \cdot 1000 = 1,334.$$

Энтальпия продуктов сгорания топлива при температуре $t = 1000$ °С по уравнению (1.22):

$$I_{дг}^{1000} = \sum V_i \cdot c_{Pi} \cdot t = (1,073 \cdot 1,733 + 5,552 \cdot 1,388 + 0,289 \cdot 1,486 + 0,782 \cdot 1,334) 1000 = 10426 \text{ кДж / кг топлива.}$$

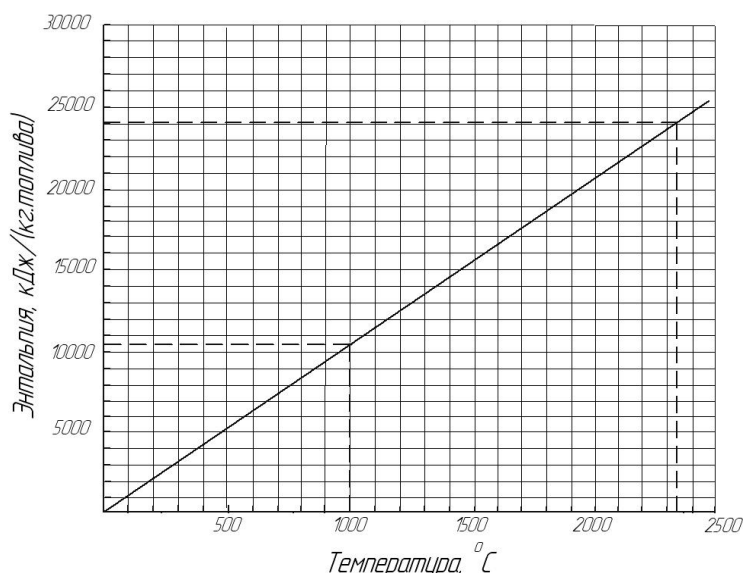


Рис. 2.4. I–t-диаграмма дымовых газов

Энтальпия входящих потоков:

$$I = Q_H^P + V_{\text{ДЕЙСТВ.ВОЗД}} \cdot c'_{PB} \cdot t_{B2} = 22697 + 6,889 \cdot 1,305 \cdot 150 = 22697 + 1349 = 24046 \text{ кДж/кг топлива.}$$

Низшая теплота сгорания 1 кг жидкого топлива зависит от его состава и определяется по уравнениям (1.2)–(1.3):

$$Q_H^P = 338C^P + 1025H^P - 108,5(O^P - S^P) - 25W^P = 338 \cdot 57 + 1025 \cdot 5 - 108,5(15 - 1) - 25 \cdot 7 = 22697 \text{ кДж/кг топлива.}$$

Для индивидуальных газов, входящих в состав газообразного топлива низшая теплота сгорания представлена в табл. 5, для различных видов твердого и жидкого топлива в табл. 6, энтальпия газов при атмосферном давлении в табл.7 приложения.

- **Приход теплоты:**

$$Q_1 = V_{\text{СЕК}} \cdot c'_{PB} \cdot t_{B2} = 6,889 \cdot B \cdot 1,305 \cdot 150 = 1348,5B \text{ кВт},$$

где c'_{PB} – объемная теплоемкость воздуха при $t = 150^\circ\text{C}$, которой задаемся.

$$c'_{PB} = 1,2870 + 0,00012091 \cdot 150 = 1,305 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

$$Q_2 = G_C \cdot c_C \cdot t_{C1} = \frac{24000}{3600} 1,6 \cdot 30 = 320 \text{ кВт}.$$

$Q_3 \approx 0$ – фактической теплотой топлива пренебрегаем, ввиду ее незначительности.

$$Q_4 = Q_H^P \cdot B = 22697B \text{ кВт.}$$

Суммарный приход теплоты:

$$Q_{\text{ПРИХ}} = 1348B + 3200 + 22697B = 320 + 24046B \text{ кВт.}$$

• **Расход теплоты:**

$$Q_5 = \frac{24000}{3600} 1,25 \cdot 600 = 5000 \text{ кВт.}$$

$$Q_6 \text{ определяем по формуле: } Q_6 = I_{\text{ДГ-2}} \cdot B = 7500B \text{ кДж / кг топлива,}$$

где $I_{\text{ДГ-2}}$ – определяется из I - t -диаграммы по температуре дымовых газов.

$$t_{\text{ДГ}} = t_{\text{ПРОД}} + 100 = 600 + 100 = 700 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$Q_7 = Q_{\text{ХР}} \cdot D = \frac{2400000}{3600} 24 = 16000 \text{ кВт.}$$

$$Q_8 = Q_{\text{ПОТ}} = 0,24 \cdot 22697B = 5447,28B \text{ кВт.}$$

Суммарный расход теплоты:

$$Q_{\text{РАСХ}} = Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 = 5000 + 7500B + 16000 = 21000 + 12947,28B \text{ кВт.}$$

Согласно закону сохранения энергии, приравниваем приход и расход теплоты с целью определения расхода топлива B , кг/с:

$$320 + 24046B = 21000 + 12947,28B;$$

$$11098,72B = 20680;$$

$$B = 1,86 \text{ кг/с.}$$

Составляем таблицу материального баланса технологической печи (с топкой).

Таблица 2.1

Материальный баланс технологической печи

I. Приход

№ п/п	Наименование статей прихода	Количество			
		кг/с	мас. %	м ³ (н.у.)	об. %
1	Сырье	6,667	26,17	-	-
2	Топливо	1,863	7,3	-	-
3	Воздух сухой, в том числе:	16,784	65,87	12,836	98,41
	а) азот,	12,935	77,1	10,14	79
	б) кислород	3,851	22,9	2,696	21
4	Влага воздуха	0,166	0,66	0,207	1,59
ИТОГО:		25,48	100	13,043	100

II. Расход

№ п/п	Наименование статей расхода	Количество			
		кг/с	мас. %	м ³ (н.у.)	об. %
1	Продукты реакции	6,667	22,18	-	-
2	Дымовые газы, в том числе:	18,800	73,82	14,321	100
	а) азот,	12,933	68,79	10,347	72,25
	б) кислород,	0,769	4,01	0,538	3,76
	в) диоксид углерода,	3,927	20,88	1,999	13,96
	г) водяной пар	1,171	6,32	1,437	10,03
ИТОГО:		25,467	100	14,321	100

$$\text{Невязка баланса: } \Delta = \frac{25,48 - 25,467}{25,467} 100 = 0,05\%.$$

Таблица 2.2

Тепловой баланс технологической печи

Приход				Расход			
№ п/п	Наименование статей прихода	кВт	%	№ п/п	Наименование статей расхода	кВт	%
1	Теплота, вносимая сырьем	320	0,71	1	Теплота, уносимая с продуктом	5000	11,08
2	Теплота, вносимая с воздухом	2512,7	5,57	2	Теплота, уносимая с дымовыми газами	13974,85	30,97
3	Теплота сгорания ВЭР	42291,3	93,72	3	Теплота эндотермической реакции	16000	35,46
ИТОГО:		45124	100	ИТОГО:		45124,7	100

$$\text{Невязка баланса: } \Delta = \frac{45124,7 - 45124}{45124} 100 = 0,15\%.$$

2. Расчет барабанного холодильника для охлаждения продукта реакции воздухом.

Расчет сводится к определению температуры продуктов реакции после холодильника.

Тепловой баланс холодильника:

$$Q_8 + Q_9 = Q_1 + Q_{10} + Q_{11};$$

$$Q_8 = 5000 \text{ кВт};$$

$$Q_9 = V_{\text{СЕК}} \cdot c'_{\text{РВОЗД}} \cdot t_{B-1} = 13,403 \cdot 1,3(-10) = -174,2 \text{ кВт},$$

где $V_{\text{СЕК}}$ – секундный объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $c'_{\text{Р ВОЗД}}$ – удельная объемная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

$$Q_1 = 2512,7 \text{ кВт},$$

$Q_{11} = 0,25Q_8$, потери теплоты в холодильнике принимаем 20 – 25 % от теплоты продуктов реакции.

Решаем уравнение теплового баланса относительно Q_{10} :

$$Q_{10} = 5000 + (-174,2) - 0,25 \cdot 5000 - 2512,7 = 1063,1 \text{ кВт}.$$

Температура продуктов реакции после холодильника:

$$t_{\text{ПР-2}} = \frac{3600 \cdot 1063,1}{24000 \cdot 1,25} = 128 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Расчет паросиловой установки

Исходные данные:

- температура питательной воды (на входе в котел) $t_{1\text{-ВОДА}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура охлаждающей воды в конденсаторе $t_{2\text{-ВОДА}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- давление пара перед турбиной $P_{\text{ПП}} = 4 \text{ МПа}$;
- температура пара перед турбиной $t_{\text{ПП}} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$;
- внутренний КПД турбины $\eta_{oi} = 0,85$;
- температура газов на выходе $160 \text{ }^\circ\text{C}$.

Уравнение теплового баланса парового котла

$$G_{\text{ДГ}}(i_{\text{ДГ-2}} - i_{\text{ДГ-3}})\eta_{\text{ГО}} = G_{\text{П}}(i_{\text{П}} - c_{\text{В}}t_{\text{В}}),$$

где $i_{\text{ДГ-2}}$ и $i_{\text{ДГ-3}}$ – энтальпии дымовых газов при $600 \text{ }^\circ\text{C}$ и $160 \text{ }^\circ\text{C}$ находим из диаграммы (рис. 2.4), кВт ; $G_{\text{ДГ}}$ – расход дымовых газов, $\text{кг}/\text{с}$; $i_{\text{П}}$ – энтальпия перегретого водяного пара при давлении 4 МПа и температуре $350 \text{ }^\circ\text{C}$ – из диаграммы водяного пара; $\eta_{\text{ГО}} = 0,95 - 0,97$ – КПД котла утилизатора.

$$18,8(650 - 150)0,95 = G_{\text{П}}(3093,3 - 4,19 \cdot 18);$$

$$G_{\text{П}} = 3,11 \text{ кг}/\text{с}.$$

Построение и анализ цикла Ренкина

На i - s -диаграмме воды и водяного пара строим цикл ПСУ (цикл Ренкина) по заданным характеристикам. Схематичное изображение цикла ПСУ в i - s -диаграмме представлено на рис. 2.5.

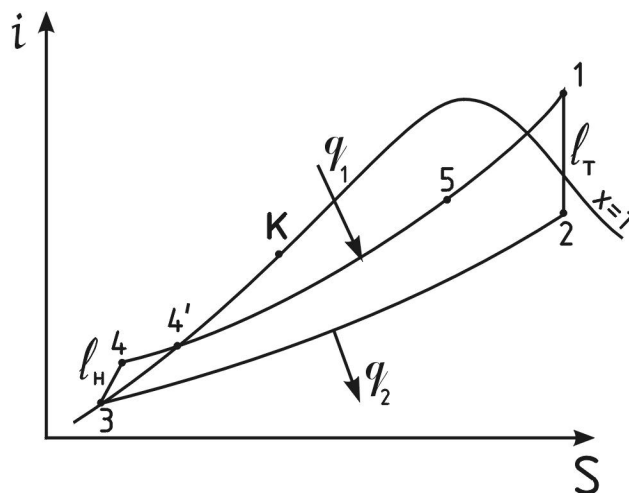


Рис. 2.5. Цикл ПСУ в i - s -диаграмме

1 – 2 – адиабатное расширение пара на лопатках турбины от давления $P_{ПП}$ до $P_{КОНД}$, 2 – 3 – изобарное охлаждение (конденсация) водяного пара, 3 – 4 – перекачивание конденсата (воды) из конденсатора в котел, т.е. повышение давления от $P_{КОНД}$ до $P_{ПП}$, 4 – 5 – 1 – нагрев в котле и пароперегревателе при давлении $P_{ПП}$.

Параметры характеристических точек заносим в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Параметры характеристических точек ПСУ

Точка	Давление P , Па	Температура t , $^{\circ}\text{C}$	Удельный объем v , $\text{м}^3/\text{кг}$	Энтальпия i , кДж/кг
1	$4 \cdot 10^6$	350	0,07	3093,3
2	$0,014 \cdot 10^6$	50	10	2120
3	$0,014 \cdot 10^6$	50	$1,0124 \cdot 10^{-3}$	210
4	$4 \cdot 10^6$	18	$1,012 \cdot 10^{-3}$	210

Так как точка 5 является промежуточной в процессе нагрева, ее параметры не определяют, рассматривая процесс нагрева в котле и

пароперегревателе как единый. Термодинамические свойства воды и водяного пара представлены в табл. 8 и 9 приложения.

Параметры точек 1 и 2 определяем по диаграмме, построив процесс 1 – 2 – адиабатного расширения, а точек 5 и 1 по таблицам воды и водяного пара (табл. 8 приложения).

Количество теплоты, подводимое в паровом котле:

$$Q_1 = G_{\text{П}}(3093,3 - 4,19 \cdot 18) = 3,11(3093,3 - 4,19 \cdot 18) = 8825,81 \text{ кВт.}$$

Мощность турбин

В процессе адиабатного расширения водяного пара на лопатках турбины (процесс 1 – 2) совершается работа:

$$\ell_T = i_1 - i_2 = 3093,3 - 2120 = 973,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Мощность турбины:

$$N_T = G_{\text{П}} \cdot \ell_T \cdot \eta_{0i}, = 3,11 \cdot 973,3 \cdot 0,85 = 2572,92 \text{ кВт.}$$

где N_T – мощность турбины, кВт; $G_{\text{П}}$ – расход пара, кг/с; ℓ_T – удельная работа, кДж/кг; η_{0i} – внутренний КПД турбины.

Количество теплоты, отводимое в конденсаторе:

$$q_2 = i_2 - i_3 = 2120 - 210 = 1910 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$Q_2 = G_{\text{П}} \cdot q_2 = 3,11 \cdot 1910 = 5940,1 \text{ кВт,}$$

где Q_2 – теплота, отводимая охлаждающей водой в конденсаторе, кВт; $G_{\text{П}}$ – расход пара, кг/с; q_2 – удельная теплота, отводимая в конденсаторе, кДж/кг.

Мощность насоса

На перекачивание 1 кг воды из конденсатора в котел затрачивается работа:

$$\ell_H = v_3(P_1 - P_2) = 1,0124 \cdot 10^{-3} (4 - 0,014) 10^6 = 4,04 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 4,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Мощность насоса:

$$N_H = G_{\text{П}} \cdot \ell_H \cdot \eta_H, = 3,11 \cdot 4,04 \cdot 0,98 = 12,56 \text{ кВт,}$$

где N_H – мощность насоса, кВт; G_{II} – расход воды, кг/с; ℓ_H – удельная работа насоса, кДж/кг; η_H – КПД насоса; $v_3 = v_4$ – удельный объем конденсата, м³/кг; $P_4 = P_1$ – давление в котле (перед турбиной), МПа; P_5 – давление в конденсаторе (после турбины), МПа.

Термический КПД паросиловой установки

Эффективность тепловых циклов оценивается термическим КПД, который показывает, какое количество полезной работы получено на единицу затраченной теплоты, рассчитывается по уравнению:

$$\eta_t = \frac{N_T - N_H}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{5940,1}{8825,81} = 0,33.$$

Термический КПД тепловых двигателей всегда меньше 1.

4. Для парокомпрессионной холодильной установки:

Доля потребляемой энергии $B = 0,2$ %.

Температура конденсации $t_{\text{конд}} = + 20$ °С.

Температура в испарителе $t_{\text{исп}} = - 15$ °С.

КПД компрессора $\eta_K = 0,88$.

Вид холодильного цикла – сухой.

Коэффициент теплопередачи при конденсации хладагента

$$K_{\text{конд}} = 10 - 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя движущая сила при конденсации $\Delta t_{\text{конд}} = 10 - 30$ °С.

Коэффициент теплопередачи при испарении хладагента

$$K_{\text{исп}} = 300 - 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя движущая сила при испарении $\Delta t_{\text{исп}} = 20 - 40$ °С.

5. Для воздухоподогревателя:

Температура воздуха на входе в теплообменник $t_{\text{н-возд}} = 20$ °С.

Температура воздуха на выходе из теплообменника $t_{\text{к-возд}} = 200$ °С.

Коэффициент теплопередачи $K_{\text{ВП}} = 10 - 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Средняя движущая сила $\Delta t_{\text{ВП}} = 50 - 100$ °С.

2.2.3. Расчет парокомпрессионной холодильной установки

1. Определение параметров характеристических точек

Расчет холодильной установки начать с построения цикла заданного вида (влажный, сухой, сухой с перегревом пара и переохлаждением конденсата) в $T-s$ - диаграмме по заданным параметрам: расходу хладагента $G_{\text{ХЛ}}$, температурам в конденсаторе $t_{\text{конд}}$ и испарителе $t_{\text{исп}}$, степени перегрева Δt_1 или переохлаждения Δt_2 .

Схематично вид сухого цикла представлен на рис. 2.6.

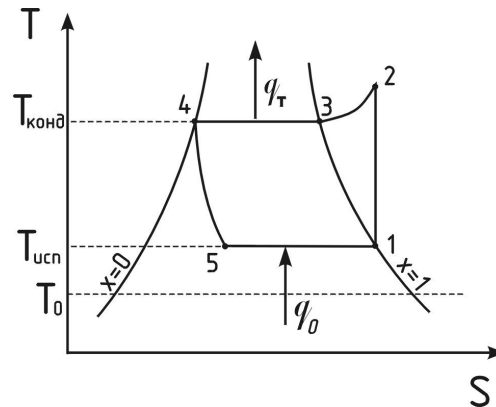


Рис. 2.6. Сухой цикл парокомпрессионной установки в $T-s$ -диаграмме:

- 1 – 2 – адиабатное сжатие в компрессоре;
- 2 – 3 – 4 – изобарное охлаждение в конденсаторе;
- 4 – 5 – дросселирование;
- 5 – 1 – изобарный нагрев в испарителе

Используя данные диаграммы аммиака определяем параметры характеристических точек и заносим их в табл. 2.4. На диаграмме энтальпия аммиака дана в ккал/кг, необходимо перевести характеристики в систему СИ:

$$1 \text{ ккал} = 4,19 \text{ кДж.}$$

Таблица 2.4

Параметры характеристических точек и термодинамических характеристик цикла

Точка	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{ ат}$	Энтальпия $i, \text{ кДж/кг}$	Энтропия $s, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
1	- 15	2,5	1667,6	9,05
2	73	8,5	1843,6	9,05
4	+ 20	8,5	515,4	4,6
5	2,5	2,5	515,4	4,8

2. Мощность компрессора

Удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг хладагента:

$$\ell_K = \ell_{1-2} = i_2 - i_1 = 1843,6 - 1667,6 = 176,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Мощность компрессора:

$$N_K = \frac{G_{хл} \cdot \ell_K}{\eta_K} = \frac{B}{100} N_T = \frac{0,2}{100} 2572,92 = 5,15 \text{ кВт}.$$

3. Расход хладагента:

$$G_{хл} = \frac{N_K \cdot \eta_K}{\ell_K} = \frac{5,15 \cdot 0,88}{176} = 0,026 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4. Количество теплоты, отводимой в конденсаторе:

удельная теплота

$$q_1 = q_{2-4} = i_2 - i_4 = 1843,6 - 515,4 = 1328,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

общее количество теплоты

$$Q_1 = G_{хл} \cdot q_1 = 0,026 \cdot 1328,2 = 34,53 \text{ кВт}.$$

5. Холодопроизводительность

Удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = q_{5-1} = i_1 - i_5 = 1667,6 - 515,4 = 1152,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодопроизводительность установки:

$$Q_0 = G_{хл} \cdot q_0 = 0,026 \cdot 1152,2 = 29,96 \text{ кВт}.$$

6. Холодильный коэффициент

Холодильный коэффициент характеризует эффективность работы холодильных установок и показывает, какое количество холода получено на единицу затраченной работы.

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_K} = \frac{Q_0}{N_K} = \frac{1152,2}{176,0} = 6,55.$$

Согласно II закону термодинамики $Q_0 > N_K$, следовательно холодильный коэффициент $\varepsilon > 1$.

7. Выбор оборудования холодильной установки

Оборудование парокомпрессионной холодильной установки включает в себя компрессор для сжатия хладагента, конденсатор, испаритель и дроссель (дроссельный вентиль).

Поверхности теплообмена рассчитываются из уравнения теплопередачи:

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q_1}{K_{\text{конд}} \cdot \Delta t_{\text{конд}}} = \frac{34,53 \cdot 10^3}{60 \cdot 20} = 28,78 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{исп}} = \frac{Q_0}{K_{\text{исп}} \cdot \Delta t_{\text{исп}}} = \frac{29,96 \cdot 10^3}{300 \cdot 20} = 5,0 \text{ м}^2.$$

где $F_{\text{конд}}$ и $F_{\text{исп}}$ – поверхности теплообменных аппаратов конденсатора и испарителя соответственно, м^2 ; Q_1 – теплота, отводимая в конденсаторе, Вт; Q_0 – холодопроизводительность установки, Вт; $\Delta t_{\text{конд}}$ и $\Delta t_{\text{исп}}$ – средняя движущая сила процессов конденсации и испарения соответственно, $^{\circ}\text{C}$.

Выбор компрессора и привода ведут по рассчитанной мощности $N_{\text{к}}$ и холодопроизводительности Q_0 по табл. 10 приложения.

Выбор теплоиспользующего оборудования конденсатора и испарителя ведут по рассчитанной поверхности теплообмена и табл. 11–14 приложения.

Диаграммы воды и водяного пара, аммиака и хладона представлены в приложении 15 – 17.

2.2.4. Расчет воздухоподогревателя

Расчет теплообменного аппарата для подогрева воздуха, подаваемого на горение, заключается в определении поверхности теплообмена из уравнения теплопередачи:

$$F_{\text{ВП}} = \frac{Q_{\text{ВП}}}{K_{\text{ВП}} \cdot \Delta t_{\text{ВП}}},$$

где $Q_{\text{ВП}}$ – количество теплоты на нагрев воздуха, Вт; $K_{\text{ВП}} = 10 - 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{ВП}} = 10 - 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – средняя движущая сила процесса теплопередачи, $^{\circ}\text{C}$.

Коэффициентом теплопередачи и средней движущей силой $\Delta t_{\text{ЭК}}$ задаться, интервалы значений указаны в задании.

Тепловая нагрузка определяется по уравнению:

$$Q_{ВП} = V_{\text{ОБЩИЙ.ВОЗД}} \cdot c'_{\text{ВОЗД}} (t_{\text{К-ВОЗД}} - t_{\text{Н-ВОЗД}}) = 7,71 \cdot 1,3(200 - 20) = 1804,14 \text{ кВт},$$

где $V_{\text{ОБЩИЙ.ВОЗД}}$ – объем воздуха, подаваемого на горение, $\text{м}^3/\text{с}$; $c'_{\text{ВОЗД}}$ – удельная объемная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_{\text{Н-ВОЗД}}$ и $t_{\text{К-ВОЗД}}$ – начальная и конечная температура воздуха, $^{\circ}\text{С}$.

Поверхность воздухоподогревателя:

$$F_{ВП} = \frac{Q_{ВП}}{K_{ВП} \cdot \Delta t_{ВП}} = \frac{1804,14}{10 \cdot 20} = 9 \text{ м}^2.$$

2.3. Эксергетический анализ элементов технологической установки

2.3.1. Процесс горения органического топлива

Входящие потоки: E'_1 – эксергия топливных ВЭР, кВт; E'_2 – эксергия воздуха, подаваемого на горение, кВт; E'_3 – эксергия сырья (как тепловой поток).

Выходящие потоки: E''_1 – эксергия дымовых газов на выходе из топки, кВт; E''_2 – эксергия продуктов реакции (как тепловой поток), кВт.

Химическая эксергия жидкого топливного ВЭР определяется по уравнению (1.45):

$$E'_1 = E_{\mu} = 0,975 Q_H = 0,975 \cdot 42291,3 = 41234,02 \text{ кВт};$$

Эксергия воздуха, подаваемого на горение, рассчитывается как эксергия теплового потока:

$$E'_2 = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_{CP}} \right) = 2512,7 \left(1 - \frac{273}{273 + 150} \right) = 891,03 \text{ кВт}.$$

Эксергия сырья:

$$E'_3 = Q_2 \left(1 - \frac{T_0}{T_{CP}} \right) = 320 \left(1 - \frac{273}{273 + 30} \right) = 31,68 \text{ кВт}.$$

Суммарная эксергия на входе в печь:

$$\sum E' = E'_1 + E'_2 + E'_3 = 41234,02 + 891,03 + 31,68 = 42156,74 \text{ кВт}.$$

Эксергия выходящих потоков.

Топочные газы:

$$E_1'' = Q_6 \left(1 - \frac{T_0}{T_{CP}} \right) = 13974,85 \left(1 - \frac{273}{273 + 700} \right) = 10053,85 \text{ кВт}.$$

Продукты реакции:

$$E_2'' = Q_5 \left(1 - \frac{T_0}{T_{CP}} \right) + Q_{XP} = 5000 \left(1 - \frac{273}{273 + 600} \right) + 16000 = 19436,43 \text{ кВт}.$$

Суммарная эксергия на выходе из печи:

$$\sum E'' = E_1'' + E_2'' = 10053,85 + 19436,43 = 19490,28 \text{ кВт}.$$

Эксергетический КПД:

$$\eta_e = \frac{E_{ВЫХ}}{\sum E_{ВХ}} 100 = \frac{29490,28}{42156,74} 100 = 69,95 \text{ \%}.$$

2.3.2. Эксергетический анализ паросиловой установки (ПСУ)

Эксергетический КПД ПСУ определяют по формуле [8, стр.157]:

$$\eta_e = \frac{N_T - L_H}{G_T \cdot e_T} = \frac{N_T - L_T}{E_{ДГ}},$$

где N_T – мощность турбины, кВт; L_H – работа насоса, кВт; G_T – расход топлива, кг/с; e_T – удельная химическая эксергия топлива, кДж/кг.

В нашем случае для нагрева воды до состояния перегретого пара используются дымовые газы после технологической печи, имеющие температуру на входе в паровой котел $t_{ДГ-2} = 600$ °С, на выходе $t_{ДГ-3} = 160$ °С. Расход дымовых газов составляет $G_{ДГ} = 18,8$ кг/с.

Энтальпию дымовых газов определяем по формуле (1.42), однако расчет ведем на массовый расход (кг/с), поэтому подставляем удельную массовую теплоемкость дымовых газов, также для упрощения расчетов принимаем, что давление дымовых газов равно атмосферному, и уравнение примет вид:

$$E_{ДГ} = G_{ДГ} \left[c_{ДГ} (T_{ДГ-2} - T_0) - T_0 \left(c_{ДГ} \ln \frac{T_{ДГ-2}}{T_0} \right) \right],$$

где $c_{ДГ}$ – удельная массовая теплоемкость смеси газов, кДж/(кг·К).

Удельная массовая теплоемкость определяется по уравнению (1.17), массовые доли компонентов берутся из табл. 2.1, численные значения теплоемкостей компонентов находят по интерполяционным уравнениям (табл. 4 приложения). Пример приведен в табл. 2.5–2.6.

Таблица 2.5

Состав дымовых газов

	Расход, кг/с	Мас. доля, g
Дымовые газы в том числе	18,800	1,00
а) азот,	12,933	0,69
б) кислород,	0,769	0,04
в) диоксид углерода,	3,927	0,21
г) водяной пар	1,171	0,06

Таблица 2.6

Зависимость теплоемкости от температуры

Компонент	Интерполяционное уравнение для расчета теплоемкости, с, кДж/(кг·К)
N ₂	$c = 1,0258 + 0,00008382 t = 1,0258 + 0,00008382 \cdot 600 = 1,076$
O ₂	$c = 0,9127 + 0,00012724 t = 0,9127 + 0,00012724 \cdot 600 = 0,989$
CO ₂	$c = 0,8725 + 0,00024053 t = 0,8725 + 0,00024053 \cdot 600 = 1,017$
H ₂ O	$c = 1,8401 + 0,00029278 t = 1,8401 + 0,00029278 \cdot 600 = 2,016$

$$c_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} c_i \cdot g_i = 1,076 \cdot 0,69 + 0,989 \cdot 0,04 + 1,017 \cdot 0,21 + 2,016 \cdot 0,06 = 1,12 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

$$E'_{дг} = G_{дг} \left[c_{дг} (t_{дг-2} - t_0) - T_0 \left(c_{дг} \ln \frac{T_{дг-2}}{T_0} \right) \right] =$$

$$= 18,8 \cdot \left[1,12(600 - 0) - 273 \left(1,12 \ln \frac{600 + 273}{273} \right) \right] = 5951,44 \text{ кВт}.$$

Эксергетический КПД: $\eta_e = \frac{N_T - L_T}{E'_{дг}} = \frac{2572,92 - 12,26}{5951,44} = 0,43.$

В данной работе не учтены потери теплоты из-за неидеальности изоляции, потери энергии на преодоление трения и местные сопротивления, потери материальных потоков газа и пара. Реальный КПД установок составляет около 20–30 %.

2.3.3. Построение диаграммы Грассмана

Для построения диаграммы рассчитываем процентное соотношение потоков эксергии, приняв сумму входящих в технологическую печь за 100 %.

Потоки, входящие в технологическую печь:

$$E_1 = E_\mu = 41234,02 \text{ кВт};$$

$$E_2 = E'_2 = 891,03 \text{ кВт};$$

$$E_3 = E'_3 = 31,68 \text{ кВт};$$

$$\Sigma E = E_1 + E_2 + E_3 = 41234,02 + 891,03 + 31,68 = 42156,73 \text{ кВт}.$$

Потоки, выходящие из технологической печи:

$$E_4 = E''_2 = 3436,43 + 16000 = 19436,43 \text{ кВт};$$

$$E_5 = E'_{дг} = 5951,44 \text{ кВт};$$

$$D_{п} = E''_1 - E'_{дг} = 42156,73 - 19436,43 - 5951,44 = 16768,86 \text{ кВт}.$$

Потоки, входящие в паровой котел:

$$E_5 = E'_{дг} = 5951,44 \text{ кВт};$$

$$E_6 = G_{п} \cdot c_{к} \cdot t_{к} \left(1 - \frac{273}{273 + 18}\right) = 3,11 \cdot 4,19 \cdot 18 \left(1 - \frac{273}{291}\right) = 14,51 \text{ кВт};$$

$$\Sigma E = 5951,44 + 14,51 = 5965,95 \text{ кВт}.$$

Поток, выходящий из парового котла и на входе в турбину:

$$E_7 = G_{п} \cdot i_{пш} \left(1 - \frac{273}{273 + 350}\right) = 3,11 \cdot 3093 \left(1 - \frac{273}{623}\right) = 5404,06 \text{ кВт}.$$

Потери в паровом котле:

$$D_{к} = \Sigma E - E_7 = 5965,95 - 5404,06 = 561,89 \text{ кВт}.$$

Потоки на выходе из турбины:

$$E_8 = N_{т} = 2572,92 \text{ кВт},$$

$$E_9 = G_{п} \cdot i_{к} \left(1 - \frac{273}{273 + 60}\right) = 3,11 \cdot 2120 \left(1 - \frac{273}{333}\right) = 1187,96 \text{ кВт}.$$

Потери в турбине:

$$D_{т} = E_7 - E_8 - E_9 = 5404,06 - 2572,92 - 1187,96 = 1643,18 \text{ кВт}.$$

Потоки на выходе из конденсатора:

$$E_6 = 14,51 \text{ кВт};$$

$$E_{10} = Q_2 \left(1 - \frac{273}{333} \right) = 5940,1 \left(1 - \frac{273}{333} \right) = 1070,3 \text{ кВт}.$$

Потери в конденсаторе:

$$D_{\text{конд}} = E_9 - E_6 - E_{10} = 1187,96 - 14,51 - 1070,3 = 103,15 \text{ кВт}.$$

Данные расчетов представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Потоки эксергии

Величина эксергии, кВт		%
Технологическая печь		
Вход		
E ₁	41234,02	97,81
E ₂	891,03	2,11
E ₃	31,68	0,075
Итого:	42156,73	100
Выход		
E ₄	19436,43	46,10
E ₅	5951,44	14,12
Потери D _п	16768,86	39,78
Итого:	42156,73	100
Паровой котел		
Вход		
E ₅	5951,44	99,76
E ₆	14,51	0,24
Итого:	5965,95	100
Выход		
E ₇	5404,06	99,76
Потери D _к	561,89	0,24
Итого:	5965,95	100
Паровая турбина		
Вход		
E ₇	5404,06	100
Итого:	5404,06	100
Выход		
E ₈	2572,92	47,61
E ₉	1187,96	21,98
Потери D _т	1643,18	30,41
Итого:	5404,06	100

		Окончание табл. 2.7
Величина эксергии, кВт		%
Конденсатор		
Вход		
E_9	1187,96	100
Охл вода	0	0
Итого:	1187,96	100
Выход		
Конденсат	0	0
E_{10}	1070,3	90,1
Потери $D_{\text{конд}}$	103,15	9,9
Итого:	1187,96	100

По результатам расчетов строим диаграмму (рис. 2.7), в которой ширина полос пропорциональна величине эксергетических потоков и потерь соответственно.

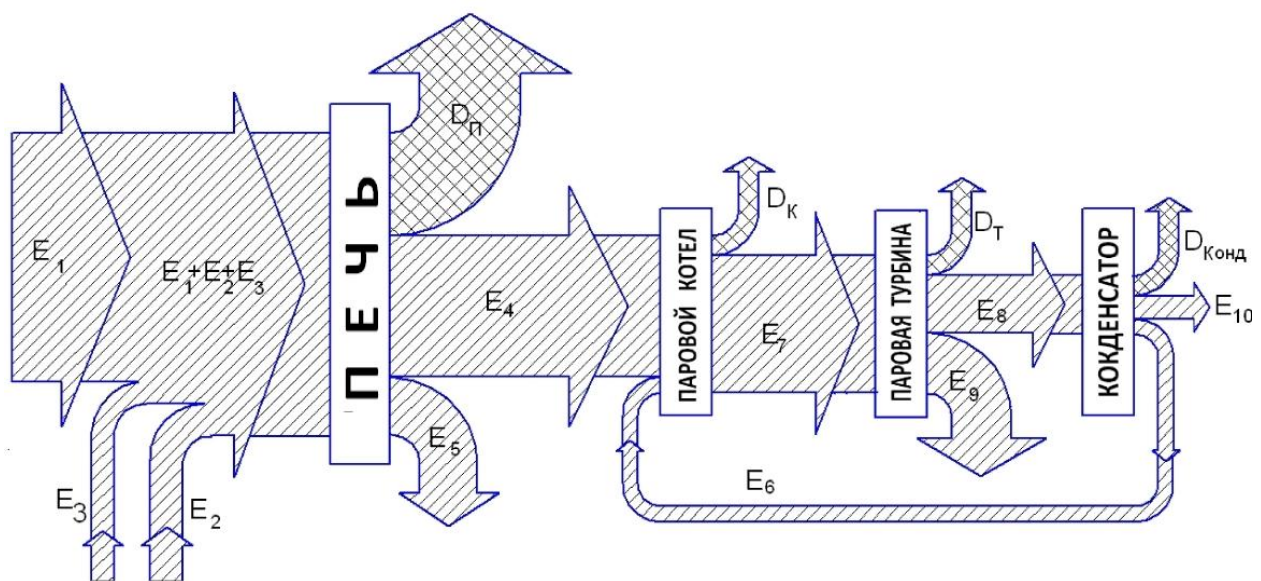


Рис. 2.7. Диаграмма Грассмана для эксергетического анализа энергосберегающей технологической установки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Составлены материальные и тепловые балансы топки и технологической печи.

2. Произведен расчет процесса горения топливного ВЭР и определен расход топлива для получения заданного количества теплоты. Определен объем воздуха, необходимый для горения и состав дымовых газов.

3. Рассчитан цикл ПСУ, определена работа насоса, турбины, количество подводимой в паровом котле и отводимой в конденсаторе теплоты, термический КПД.

4. Рассчитан цикл парокомпрессионной холодильной установки, определена мощность компрессора, удельная холодопроизводительность, необходимый расход хладагента, тепловая нагрузка конденсатора, холодильный коэффициент.

5. Составлены тепловые и эксергетические балансы элементов установки, определен эксергетический КПД.

6. Построены циклы ПСУ, парокомпрессионной холодильной установки в $i-s$ -, $T-s$ -диаграммах.

7. На основании тепловых и эксергетических балансов построена диаграмма эксергетических потоков – диаграмма Грассмана.

Глава 3. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

К энергосберегающим холодильным системам относятся абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [15–22]. Их общей особенностью является потребление энергии в виде низкопотенциальной теплоты, источником которой могут быть вторичные тепловые ресурсы, такие как тепловые сбросы ТЭЦ, тепловые отходы промышленных предприятий, непромерзающие водоемы и пр. Области применения энергосберегающих холодильных систем весьма широки: от выработки холода, получения захлажденной воды и кондиционирования воздуха до обогрева теплиц, отопления жилых и промышленных зданий. Эффект, достигаемый их применением, состоит в экономии топлива и электроэнергии, снижении потребления последней в системах кондиционирования воздуха в часы пиковых нагрузок на энергосистемы.

С экологической точки зрения энергосберегающие холодильные системы эффективны, поскольку позволяют уменьшить тепловые сбросы в окружающую среду и значительно сократить выброс продуктов сгорания топлива в биосферу.

3.1. Абсорбционные холодильные машины (АБХМ)

В составе абсорбционной холодильной машины (АБХМ), по сравнению с компрессионными, отсутствует компрессор, роль которого выполняется системой абсорбер-генератор, а основным рабочим веществом (рабочим телом) является раствор, состоящий, как правило, из двух компонентов с различными температурами кипения при одинаковом давлении. Компонент с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, другой компонент – абсорбентом.

К рабочим веществам абсорбционных холодильных машин предъявляются два основных требования:

- полная взаимная растворимость компонентов;
- значительное расхождение величин температур кипения компонентов.

Наибольшее применение в холодильной технике получили абсорбционные холодильные машины, работающие на растворах вода – аммиак

и вода – бромистый литий. В водно-аммиачных АБХМ холодильным агентом является аммиак, в бромисто-литиевых – вода.

Раствор при совершении цикла в АБХМ меняет концентрацию летучего компонента, поэтому для расчета процессов, протекающих в этих машинах, удобно применять диаграмму энтальпия (i) – концентрация (ξ). Изображение изобарного равновесия в i – ξ -диаграммах показано на рис. 3.1.

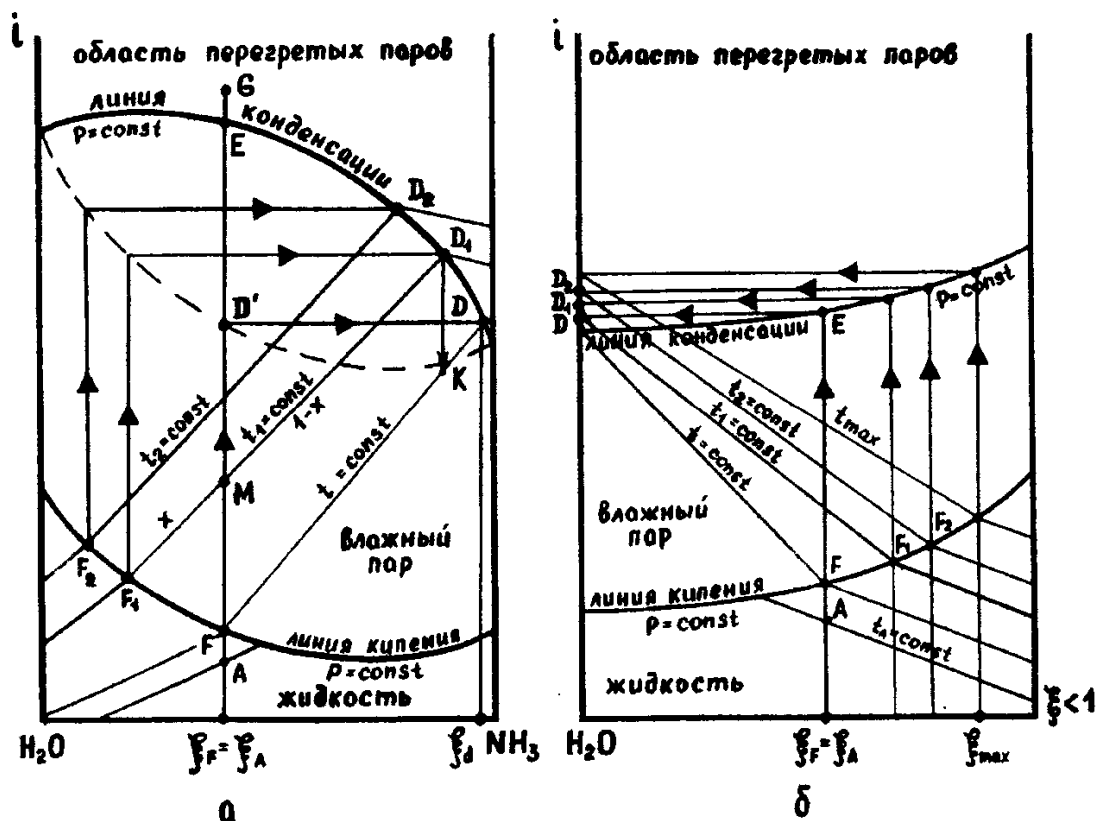


Рис.3.1. Изображение изобарного равновесия в i – ξ -диаграммах:

а – оба компонента летучие (аммиак – вода);

б – один компонент летучий (вода – бромистый литий)

На рис. 3.1 а в паровой фазе присутствуют оба компонента. Согласно закону Коновалова, пар, находящийся в равновесии с жидкостью, обогащен более летучим компонентом, в данном случае аммиаком, поэтому на изотерме влажного пара прослеживается рост энтальпии при увеличении содержания аммиака в паре. Штриховой линией нанесена вспомогательная кривая. Произвольно взятая точка M характеризует состояние влажного пара в

процессе кипения, когда кипящая жидкость и насыщенный пар имеют температуру t_1 и концентрации соответственно ξ_{F1} и ξ_{D1} .

Поскольку в изобарных процессах количество теплоты равно изменению энтальпии системы, тепловые потоки будут равны:

- для процесса нагрева одного килограмма ненасыщенного раствора с концентрацией ξ_A от температуры t_A до температуры t_F

$$q_{AF} = i_F - i_A; \quad (3.1)$$

- при дальнейшем подводе теплоты вследствие парообразования раствор обогащается водой и кипит при постоянном повышении температуры. Для точки М концентрация раствора составит t_{F1} и количество подведенной теплоты:

$$q_{MF} = i_M - i_F; \quad (3.2)$$

- в состоянии Е весь раствор превратится в пар. Дальнейший нагрев этой системы приведет к образованию перегретого пара (точка G):

$$q_E = i_G - i_E. \quad (3.3)$$

Процессы охлаждения и конденсации происходят в направлении, обратном нагреву и кипению.

Как видно из диаграммы, из раствора с концентрацией ξ_{F1} нельзя получить в процессе кипения пар с концентрацией ξ_{D1} . Повышения концентрации пара можно достигнуть, если парожидкостную смесь состояния М отвести из обогреваемой части аппарата, в котором она образуется, и подвергнуть ректификации. В результате тепломассообменных процессов пар охлаждается и обогащается легкокипящим компонентом (аммиаком). Окончательное удаление воды из пара происходит в дефлегматоре.

В системе $H_2O - LiBr$ (рис. 3.1, б) массовая концентрация рассчитывается по поглотителю: бромистому литию. В паровой фазе присутствует только водяной пар, так как бромид лития обладает нулевой летучестью в условиях работы АБХМ. Диаграмма не имеет области $\xi = 1$, так как пар не имеет в своем составе легколетучего компонента, поэтому полный переход раствора с начальной концентрацией ξ_A в паровую фазу невозможен, соответственно,

процесс выделения водяного пара происходит до определенной максимальной температуры кипения $t_{\text{макс}}$, соответствующей максимальной концентрации бромистого лития в растворе.

Принципиальная схема АБХМ показана на рис.3.2.

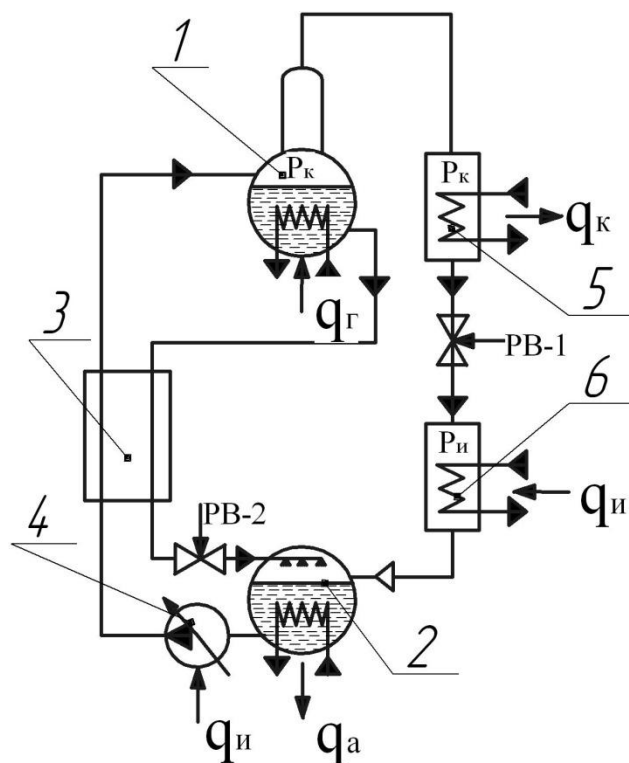


Рис. 3.2. Принципиальная схема АБХМ:

- 1 – генератор; 2 – абсорбер; 3 – теплообменник; 4 – насос; 5 – конденсатор;
6 – испаритель

Получение паров холодильного агента осуществляют в генераторе при кипении раствора за счет подвода теплоты $q_{\text{н}}$. В случае водно-аммиачных АБХМ генератор имеет необогреваемую ректификационную часть (генератор – ректификатор). Процессы в генераторе протекают при повышенном давлении $P_{\text{к}}$. Пар хладагента из генератора поступает в конденсатор, где сжижается при давлении $P_{\text{к}}$ и отводе теплоты конденсации $q_{\text{к}}$. Затем жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ-1, давление снижается от $P_{\text{к}}$ до P_0 . Процесс дросселирования происходит при постоянной энтальпии. Холодильный агент переходит из состояния переохлажденной жидкости в состояние влажного пара и поступает в испаритель, где кипит при подводе тепла q_0 от охлаждаемого

объекта. Поток пара из испарителя направляется в абсорбер. Туда же поступает раствор из генератора после охлаждения в теплообменнике и дросселирования в регулирующем вентиле РВ-2. В абсорбере происходит переохлаждение пара раствором при отводе тепла q_a . Концентрация по легкокипящему компоненту повышается. Крепкий раствор из абсорбера насосом через теплообменник подается в генератор. Давление раствора в насосе повышается от P_0 до P_K , за счет работы насоса к раствору подводится незначительное количество теплоты q_n , которое в расчетах не учитывают, так как энтальпия раствора остается постоянной.

Уравнение теплового баланса одноступенчатой АБХМ:

$$q_h + q_0 + q_n = q_k + q_a + q_d, \quad (3.4)$$

где q_d – теплота, отводимая от пара при очистке его в дефлегматоре в водно-аммиачных АБХМ.

Эффективность работы АБХМ можно оценить тепловым коэффициентом:

$$\eta = q_0 / q_h \quad (3.5)$$

либо эксергетическим КПД.

3.2. Области применения абсорбционных холодильных машин

Области применения АБХМ определяются их конструктивными особенностями. Поскольку в бромисто-литиевых машинах холодильным агентом является вода, они применяются в системах кондиционирования промышленных и административных зданий, а также для выработки охлажденной воды для технологических нужд на предприятиях. Они представляют собой блочные комплектные агрегаты высокой заводской готовности. Мощность серийно выпускаемых АБХМ этого типа составляет 1,0; 3,0; 5,8 МВт, в качестве греющих сред используются реагенты с относительно низкими температурными параметрами.

Водно-аммиачные АБХМ служат для получения отрицательных температур вплоть до -55°C и применяются преимущественно в составе технологических схем. Это машины крупной единичной мощности, которые

используют в качестве греющей среды вторичные тепловые ресурсы и индивидуально привязаны к конкретным условиям производств. Серийно эти машины не изготавливают, однако их элементы стандартизованы.

3.3. Полная схема водно-аммиачной холодильной машины

В отличие от принципиальной схемы, полная схема водно-аммиачной АБХМ включает в себя вспомогательные элементы, обеспечивающие экономичность, надежность и стабильность работы. Схема показана на рис. 3.3.

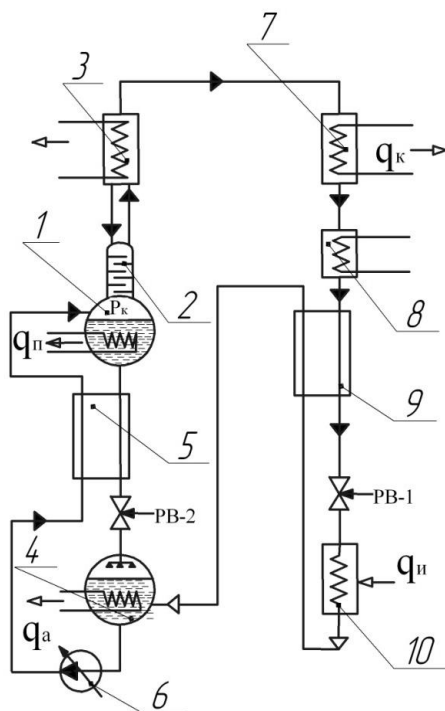


Рис. 3.3. Полная схема АБХМ:

- 1 – куб; 2 – исчерпывающая колонна; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер;
 5 – теплообменник растворов; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – водяной
 переохладитель; 9 – газовый переохладитель; 10 – испаритель

Первичная ректификация пара происходит в исчерпывающей колонне, окончательная в дефлегматоре за счет конденсации водяных паров из состава бинарного пара. Образующаяся в дефлегматоре вода частично поглощает парообразный аммиак и стекает в исчерпывающую колонну в виде флегмы. Пар, выходящий из дефлегматора, имеет концентрацию, близкую, но не равную 100%, что сказывается на особенностях работы конденсатора и испарителя. Так, из-за присутствия в паре примеси воды, процесс конденсации протекает

при давлении несколько меньшем, чем для чистого аммиака, однако в расчетах этим изменением давления пренебрегают.

В испарителе процесс кипения протекает при переменной температуре. Для расчетов фиксируется низшая и высшая температуры кипения, причем низшая характеризует начало процесса, высшая – его окончание [20,21].

Давление насыщенного пара аммиака в испарителе определяется по низшей температуре кипения. Из-за присутствия примеси водяного пара расчетное давление кипения уменьшают на величину $\Delta P_0 = (0,005-0,01 \text{ МПа})$.

3.3.1. Влияние внешних источников на эффективность работы абсорбционных водно-аммиачных машин

Эффективность работы абсорбционной холодильной машины оценивается тепловым коэффициентом [19].

Представим выражение для теплового коэффициента с учетом того, что эффект охлаждения достигается вследствие совмещения прямого цикла преобразования тепла, подводимого в генераторе, в работу и обратного цикла получения холода с затратой работы. В связи с этим:

$$\eta = \frac{q_0}{q_h} = \frac{T_h - T_{oc}}{T_h} \frac{T_{охл}}{T_{oc} - T_{охл}} \eta_d, \quad (3.6)$$

где $\eta_t = T_h / (T_h - T_{oc})$ – термический КПД идеального прямого цикла Карно;

$\varepsilon = T_{охл} / (T_{oc} - T_{охл})$ – холодильный коэффициент идеального обратного цикла Карно; η_d – коэффициент, учитывающий потери, связанные с действительными процессами, и определяющий степень термодинамического совершенства системы; T_h , T_{oc} , $T_{охл}$ – температура греющей среды, окружающей среды, охлаждаемого агента соответственно, К.

Для оценки влияния параметров внешних источников на тепловой коэффициент проведем анализ уравнения (3.6) по изменению каждого из них.

1. Температура греющей среды (T_h):

$$\frac{\partial(\eta_t)}{\partial(T_h)} = \eta = \frac{q_0}{q_h} = \frac{T_{охл}}{T_{oc} - T_{охл}} \eta_d \frac{T_{oc}}{T_h^2} > 0. \quad (3.7)$$

Это значит, что с увеличением температуры греющего источника тепловой коэффициент холодильной машины растет.

2. Температура окружающей среды (T_{OC}).

Как видно из выражения (3.7), с повышением температуры T_{OC} тепловой коэффициент уменьшается.

3. Температура охлаждаемого объекта ($T_{OХЛ}$).

С увеличением $T_{OХЛ}$ тепловой коэффициент растет.

Проведение подобного несложного анализа позволяет на первом этапе проектирования определить:

- целесообразность применения АБХМ при имеющихся внешних источниках;
- возможность эффективного использования АБХМ в межсезонные периоды.

С этой целью, так же как в компрессорных машинах, выбран фактор оптимизации, проведены расчеты и установлены границы эффективной работы одноступенчатой абсорбционной холодильной машины. В качестве фактора оптимизации принят интервал дегазации – разность между концентрациями растворов: исходного (крепкого) и отработанного (разбавленного).

При определенном сочетании параметров внешних источников интервал дегазации может оказаться слишком узким, равным нулю или даже отрицательным. В первом случае осуществление цикла абсорбционной холодильной машины нерационально, а в остальных – вообще невозможно.

С целью увеличения зоны дегазации используются сложные схемы:

- двухступенчатые аммиачные АБХМ;
- АБХМ с материальной регенерацией;
- АБХМ с двухступенчатой абсорбцией;
- абсорбционно-резорбционные АБХМ различных конструкций, в которых конденсатор заменен резорбером (абсорбером высокого давления), а испаритель – дегазатором.

Генераторы

Генераторы служат для выпаривания крепкого водно-аммиачного раствора. По конструкции кожухотрубные генераторы выполняют вертикальными и горизонтальными. Генераторы могут обогреваться паром, газами или горячими жидкостями (рис. 3.4).

Коэффициенты теплопередачи определяют на основании опытных данных, так как нет зависимостей для их расчета в случае кипения водно-аммиачных растворов.

При обогреве водяным паром рекомендуется принимать для горизонтальных генераторов $K=500-700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для вертикальных $K=800-1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

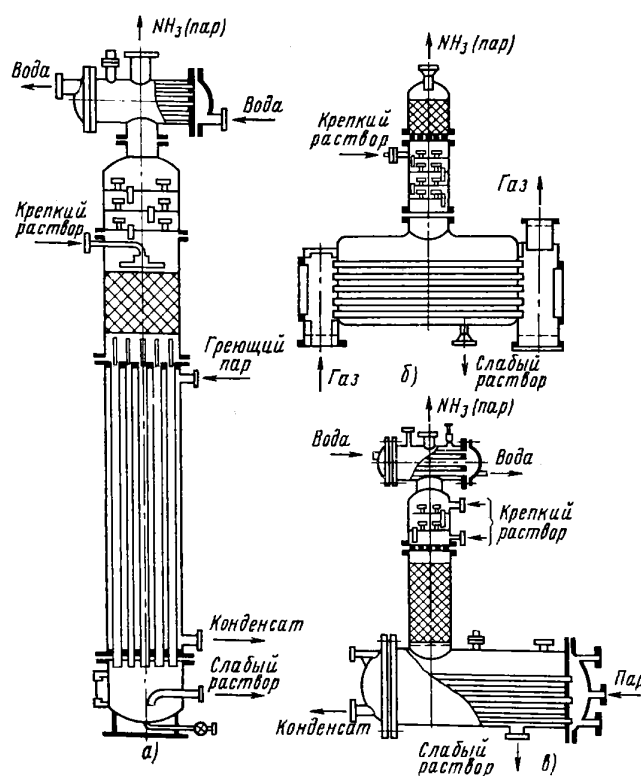


Рис. 3.4. Конструктивные схемы кожухотрубных генераторов:

а — вертикальный; б — горизонтальный с газовым обогревом;

в — горизонтальный с паровым обогревом

Абсорберы

Абсорберы (рис. 3.5) служат для поглощения слабым водно-аммиачным раствором паров аммиака из испарителя.

В конструкции абсорбера должна быть предусмотрена возможность отвода теплоты абсорбции. Охлаждаются абсорберы водой.

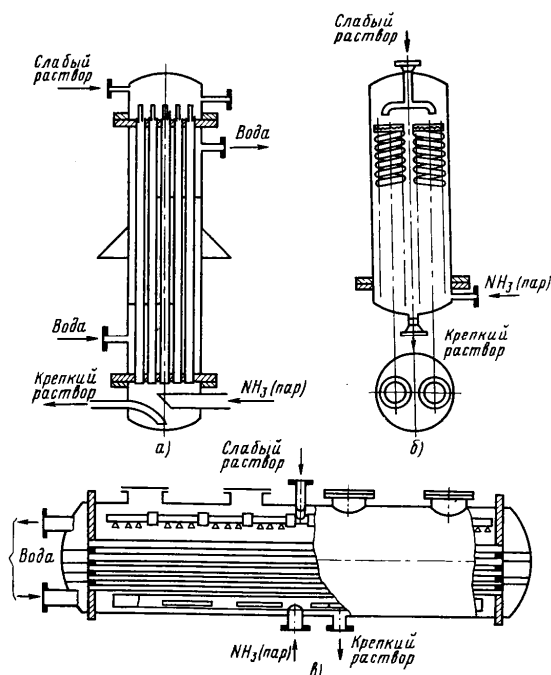


Рис. 3.5. Конструктивные схемы абсорберов:

- а – вертикальный кожухотрубный с пленочным орошением; б – кожухозмеевиковый; в — горизонтальный кожухотрубный с форсунками

Абсорберы выполняют кожухотрубными горизонтальными и вертикальными, кожухозмеевиковыми, элементными и оросительными. Как и для генераторов, в тепловом расчете коэффициент теплопередачи принимают на основании опытных данных: для горизонтальных абсорберов $K = 250\text{--}350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для вертикальных пленочных $K = 400\text{--}600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для элементных $K = 400\text{--}600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ректификаторы

Ректификаторы предназначены для повышения и выравнивания концентрации паров, образующихся в генераторе. Ректификаторы помещают обычно в верхней части генератора и конструктивно выполняют тарельчатыми или насадочными (насадка из керамических колец). В ректификаторе непосредственно контактируют поднимающиеся пары и орошающая жидкость.

Для последующего отделения водяных паров применяют поверхностные дефлегматоры, охлаждаемые водой или холодным раствором.

Конструктивно дефлегматоры выполняют двухтрубными, кожухотрубными и кожухозмеевиковыми. В тепловых расчетах принимают опытные значения коэффициента теплопередачи: для кожухозмеевиковых дефлегматоров $K = 150\text{--}200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для двухтрубных и кожухотрубных $K = 350\text{--}400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплообменники

Теплообменники выполняют двухтрубными для малых и средних машин и элементными или кожухотрубными для крупных машин. Значения коэффициентов теплопередачи принимают: для кожухотрубных $K=250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для двухтрубных или элементных $K = 500\text{--}600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Конденсаторы и испарители абсорбционных машин по конструкции не отличаются от аналогичных аппаратов компрессионных холодильных машин.

3.3.2. Компоновка абсорбционных водно-аммиачных холодильных машин

Абсорбционные холодильные машины устанавливают в помещениях; при определенных условиях (большие габариты) их можно устанавливать и вне помещения на разборных каркасах. Взаимное расположение аппаратов абсорбционной машины и схема их соединения зависят от типа аппаратов, холодопроизводительности и назначения установки.

Машина должна быть снабжена ресиверами для крепкого раствора и жидкого аммиака. Насос для перекачивания водно-аммиачного раствора чаще всего поршневой с небольшой частотой вращения (не более 30 об/мин) — располагают после сборника крепкого раствора.

Глава 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА АБХМ

4.1. Расчетная схема АБХМ и изображение её рабочего процесса на i - ξ -диаграмме

Расчетная схема абсорбционной холодильной установки включает абсорбционную холодильную машину, системы циркуляции хладоносителя и обратное водоохлаждение.

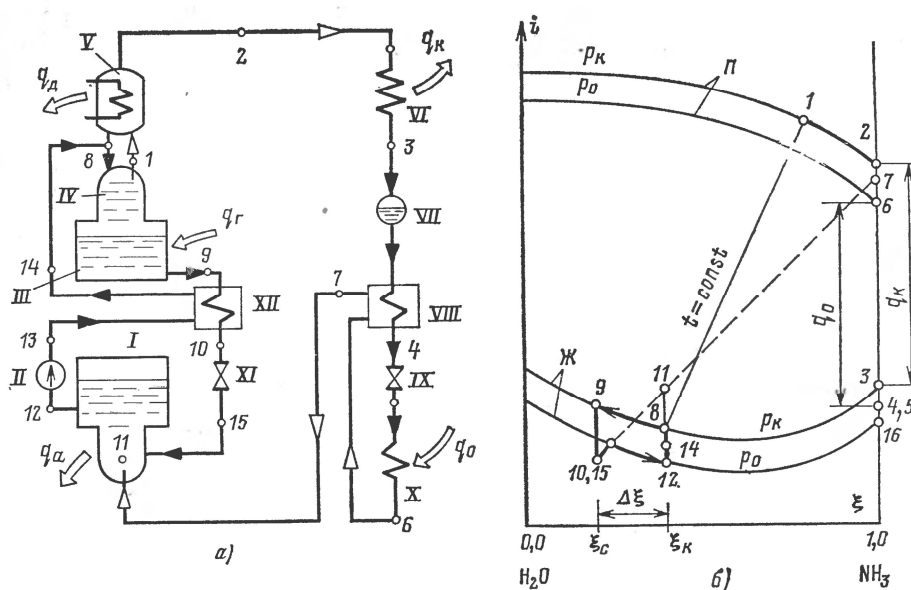


Рис. 4.1 [17]. Расчетная схема одноступенчатой холодильной машины (а) и изображение процесса её работы на i - ξ -диаграмме системы аммиак – вода (б)

На рис. 4.1 показаны схема одноступенчатой холодильной машины и процесс её работы в i - ξ -диаграмме.

Использование i - ξ -диаграммы значительно облегчает расчет и анализ процессов работы абсорбционных трансформаторов тепла.

На оси абсцисс i - ξ -диаграммы отложена массовая концентрация ξ мас.% легкокипящего компонента (аммиака) в растворе, т. е. отношение массы легкокипящего компонента, (обычно рабочего агента), к массе раствора; на оси ординат — удельная энтальпия смеси i , кДж/кг.

Две верхние пограничные кривые П, нанесенные на рис. 4.1, б, показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при давлениях: p_k – в генераторе и конденсаторе и p_0 – в испарителе

и абсорбере. Две нижние пограничные кривые Ж на диаграмме показывают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях p_k и p_0 . Между верхними и нижними пограничными кривыми находится область влажного пара при давлениях соответственно p_k и p_0 .

Равновесие между кипящей жидкостью и сухим насыщенным паром при любом давлении p определяется изотермой, соединяющей соответствующие точки на пограничных кривых, относящихся к этому давлению. Такой изотермой является, например, прямая 1 – 8, соединяющая точку 1 сухого насыщенного пара и точку 8 кипящей жидкости. Точки 1 и 8 относятся к одному и тому же давлению и имеют одну и ту же температуру.

Установка работает следующим образом. К ректификационной колонне IV (рис. 4.1, а) подводится из абсорбера I крепкий раствор с давлением p_k , т. е. раствор повышенной концентрации в состоянии 14, представляющий собой смесь рабочего агента и абсорбента с концентрацией ξ_k . Этот раствор проходит через ректификационную колонну. В результате теплообмена между раствором и противоточно движущимся паром концентрация легкокипящего компонента в паре повышается, а в жидком растворе снижается. Затем раствор стекает в генератор III, где производится удаление из него легкокипящего компонента путем подвода тепла извне. Содержание рабочего агента в жидкой фазе раствора при этом сильно уменьшается, и раствор из крепкого превращается в слабый (по концентрации легкокипящего компонента).

Изменение состояния раствора в ректификационной колонне и генераторе изображено на i - ξ - диаграмме линией 14 – 8 – 9.

Подогрев крепкого раствора до состояния кипения происходит по линии 14 – 8 при постоянной концентрации ξ . При дальнейшем подводе тепла раствор кипит. Состояние жидкого раствора в процессе кипения изменяется по линии 8– 9. При этом температура раствора возрастает от t_8 до t_9 , а концентрация его снижается с ξ_k до ξ_c .

В процессе кипения раствор переходит частично в пар. Концентрация полученного пара зависит от концентрации кипящей жидкости, с которой он

находится в равновесии, а также от термодинамических свойств кипящего раствора, характеризующих разностью Δt_s нормальных температур абсорбента и рабочего агента. Как правило, концентрация ξ_n пара выше концентрации $\xi_{ж}$ кипящей жидкости: $\xi_n > \xi_{ж}$.

Для повышения концентрации пар направляется из генератора в ректификационную колонну, представляющую собой вертикальный цилиндр, внутри которого установлены ректификационные тарелки, или насадка из колец, или то и другое вместе. Пар в колонне проходит противотоком к крепкому раствору.

В процессе тепломассообмена между паром и крепким раствором, происходящего на тарелках или в насадке, пар передает тепло раствору и охлаждается, а крепкий раствор нагревается.

При отводе тепла от пара (при охлаждении пара) из него образуется жидкость – флегма (процесс конденсации), концентрация флегмы по легкокипящему компоненту меньше концентрации пара, а при нагревании крепкого раствора из него выделяется пар, концентрация которого по легкокипящему компоненту больше концентрации жидкого раствора.

В результате тепломассообмена, осуществляемого между паром и жидкостью в ректификационной колонне, концентрация легкокипящего компонента, т. е. рабочего агента, возрастает в паре и снижается в жидкости.

На рис. 4.1, б состояние пара, выходящего из ректификационной колонны, обозначено точкой 1. Этот пар практически находится в равновесии (на одной изотерме) с кипящим крепким раствором (точка 8).

Из ректификационной колонны пар в состоянии 1 поступает в дефлегматор V, где дополнительно охлаждается путем отвода от него тепла через поверхность с помощью холодной воды, холодного крепкого раствора или другой среды. Выделяющаяся из пара флегма течет вниз навстречу пару.

Концентрация рабочего агента в паре повышается, а его температура понижается. Чем глубже охлаждается пар в дефлегматоре, тем больше образуется флегмы и выше концентрация пара после дефлегматора.

Одновременно возрастают удельный отвод тепла в дефлегматоре и удельный расход тепла в генераторе на единицу расхода рабочего пара, поступающего из дефлегматора в конденсатор.

Довести концентрацию в дефлегматоре до единицы, т. е. получить после дефлегматора идеально чистый пар, без примеси абсорбента, теоретически невозможно, так как для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар. Поэтому концентрацию пара в дефлегматоре доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента. Температура пара после дефлегматора при этом обычно весьма незначительно отличается от температуры конденсации чистого вещества при данном давлении.

Чем выше концентрация пара по рабочему агенту, тем ближе к изотермическому процессу кипения (испарения) конденсата этого пара в испарителе.

Основное отличие процесса дефлегмации от процесса ректификации заключается в том, что первый осуществляется с отводом тепла на всех уровнях процесса, а второй происходит адиабатно.

На рис. 4.1,б изменение состояния пара в дефлегматоре изображено кривой 1 – 2.

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно komponуются вместе таким образом, чтобы было обеспечено естественное движение пара вверх, а флегмы и крепкого раствора — вниз.

После дефлегматора пар поступает в конденсатор VI. В результате внешнего отвода тепла пар превращается в жидкость. На рис. 4.1, б процесс конденсации изображен отрезком прямой 2 – 3. Из конденсатора жидкий рабочий агент в состоянии 3 поступает в ресивер VII, необходимый для регулирования работы установки при переменных режимах, затем в охладитель VIII, где дополнительно охлаждается парообразным рабочим агентом, направляющимся из испарителя X в абсорбер I. Такое охлаждение возможно потому, что температура пара после испарителя в точке 6 ниже температуры рабочего агента после ресивера $t_6 < t_3$. Процесс охлаждения рабочего агента в охладителе

изображен в i - ξ -диаграмме отрезком 3 – 4. В состоянии 4 охлажденный жидкий рабочий агент поступает в дроссельный вентиль IX, при прохождении через который его энтальпия и концентрация не изменяются, точки 4 и 5 на i - ξ -диаграмме совпадают. Однако при этом изменяется давление рабочего агента с p_k до p_0 . По этой причине состояния 4 и 5 относятся к разным пограничным кривым. В состоянии 4 рабочий агент представляет собой жидкость, так как точка 4 находится ниже кривой кипящей жидкости при давлении p_k , а в состоянии 5 – смесь пара и жидкости, так как точка 5 находится выше кривой кипящей жидкости при давлении p_0 .

Массовые доли пара и жидкости в смеси, изображенной точкой 5, могут быть найдены по i - ξ -диаграмме на основе правила рычага: точка смеси (в данном случае 5) делит отрезок изотермы между верхней и нижней пограничными кривыми (в данном случае отрезок 6 – 16) на участки, обратно пропорциональные массовым долям пара и жидкости в смеси.

В данном случае отношение массы пара G_n к массе жидкости G_m в смеси определяется по уравнению:

$$\frac{G_n}{G_m} = \frac{i_1 - i_{16}}{i_6 - i_5}. \quad (4.1)$$

После дроссельного вентиля IX рабочий агент в состоянии 5 поступает в испаритель, где в результате подвода тепла извне он превращается в сухой насыщенный пар (отрезок 5 – 6 на i - ξ -диаграмме).

В состоянии 6 рабочий пар поступает в охладитель, где перегревается за счет тепла, подведенного к нему от жидкого рабочего агента (отрезок 6 – 7), а затем в состоянии 7 – в абсорбер.

В абсорбере происходит смешение паров рабочего агента со слабым раствором, попадающим в абсорбер в состоянии 15. При адиабатном смешении пара и жидкого раствора состояние смеси в i - ξ -диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния пара и раствора, с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси.

В данном случае состояние смеси при адиабатном смешении определяется точкой 11, являющейся точкой пересечения прямой 7 – 15 с ординатой ξ_k .

Как видно из рис. 4.1, б, точка 11 находится между верхней и нижней пограничными кривыми для давления p_0 , следовательно, смесь в этом состоянии представляет собой влажный пар. Для превращения влажного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера отводится тепло. Процесс отвода тепла от влажного пара изображается на i – ξ -диаграмме прямой 11 – 12. Крепкий раствор в состоянии точки 12 выходит из абсорбера и подается насосом II через теплообменник XII в ректификационную колонну. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике изображается отрезком 12 – 14. Противотоком к крепкому раствору через теплообменник проходит слабый раствор. Процесс охлаждения слабого раствора в теплообменнике изображается отрезком 9 – 10. После теплообменника раствор подается через дроссельный вентиль XI в абсорбер, а крепкий раствор поступает в ректификационную колонну IV. Применение теплообменника позволяет использовать слабый раствор для подогрева крепкого. Благодаря этому снижаются удельный подвод тепла в генераторе и соответственно удельный отвод тепла из абсорбера. Поэтому по условиям тепловой экономичности целесообразно осуществлять теплообмен между крепким и слабым растворами в теплообменнике возможно полнее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, т. е. энтальпия точки 14 не должна превышать энтальпию точки, т. е. $i_{14} \leq i_8$ или $t_{14} \leq t_8$.

Если это условие не выдерживается, то в результате кипения крепкого раствора снижается концентрация жидкости, поступающей на верхнюю тарелку ректификационной колонны, а это, в свою очередь, приводит к снижению концентрации пара, поступающего в дефлегматор, увеличению удельного отвода тепла из него и повышению удельного расхода тепла в генераторе.

В том случае, когда при указанном условии $t_{14} \leq t_8$ тепло слабого раствора не может быть достаточно полно использовано в теплообменнике для подогрева крепкого раствора, тепловая экономичность абсорбционных установок может быть повышена за счет частичного использования тепла слабого раствора для генерации пара.

Коэффициент полезного действия абсорбционной установки определяется отношением удельных расходов эксергии на трансформацию тепла в идеальной абсорбционной установке $e_{q,h}^a$ и реальной $e_{q,x}^a$ при одних и тех же температурных уровнях.

Коэффициент полезного действия абсорбционной холодильной установки

$$\eta_{e,x}^a = e_{q,x}^a / e_{q,h}^a. \quad (4.2)$$

Основные энергетические потоки АХМ следующие: теплота греющего пара Q_r , которая подводится к раствору в генераторе и является основной частью расхода энергии в установке; теплота охлаждаемого промежуточного теплоносителя Q_0 , которая подводится к аммиаку в испарителе и характеризует полезный эффект установки — ее холодильную мощность; теплота, которая отводится в конденсаторе, абсорбере и дефлегматоре охлаждающей водой и в конечном счете передается атмосферному воздуху в вентиляторных градирнях.

Механическая энергия используется только для привода насосов в контуре АХМ и в системе циркуляции хладоносителя и воды.

Основные материальные потоки АХМ: D кг/с – расход греющего пара; m_a кг/с – количество пара, сжижаемого в конденсаторе; m_1 кг/с – количество крепкого раствора, направляемого из абсорбера в генератор; m_2 кг/с – количество слабого раствора, поступающего из генератора в абсорбер.

4.2. Расчет цикла абсорбционной холодильной машины

Расчет цикла АБХМ заключается в определении параметров рабочего тела в узловых точках, расчете удельных количеств тепла в аппаратах и теплового коэффициента машины, определении количества пара, подаваемого в генератор.

Режим работы абсорбционной холодильной машины, в отличие от компрессионной, определяется не только параметрами окружающей среды и температурой охлаждаемого объекта, но также наивысшей температурой греющего источника тепла (в данном случае применения насыщенного водяного пара давлением: $P_{гр} = 0,6$ МПа). Для построения цикла АХМ необходимо определить давление кипения аммиака и давление конденсации его паров.

Задание на проектирование

Рассчитать абсорбционную холодильную установку при следующих исходных данных:

- холодильная мощность 600 кВт, система хладоснабжения центральная с промежуточным теплоносителем (температура промежуточного теплоносителя на входе минус 19°C , выходе минус 25°C); система водоохлаждения обратная с вентиляторными градирнями. Климатические данные местности – Ивановская область,

- рабочее тело — аммиак (R 717);
- абсорбент — водно-аммиачный раствор;
- вид энергии и источник энергоснабжения — насыщенный водяной пар котла утилизатора давлением $p_{гр} = 0,6$ МПа.

4.2.1. Определение температурного режима

Определяем климатические данные для города Иваново [23].

Барометрическое давление $B = 745$ мм рт. ст.

Средняя расчетная температура наружного воздуха для самой жаркой пятидневки июля $t_H = 30^{\circ}\text{C}$.

Относительная влажность воздуха самого жаркого месяца $\varphi_H = 71\%$. По *i*-*d*-диаграмме влажного воздуха при найденных значениях ($B = 745$ мм рт.ст, $t_H = 30^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_H = 50\%$) определяем температуру мокрого термометра $t_{м.т} = 24,6^{\circ}\text{C}$.

Для вентиляторной градирни принимаем коэффициент эффективности

$\eta = 0,55$ [21]. Ширина зоны охлаждения Δt_w циркуляционной воды в зависимости от типа градирни составляет 2–5 °С; принимаем $\Delta t_w = 3$ °С [19, 20].

Температура воды после охлаждения (на входе в конденсатор)

$$t_{w_1} = t_{m.m} + \Delta t_w \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = 24,6 + 3 \left(\frac{1}{0,55} - 1 \right) = 27 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура воды на выходе из конденсатора

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \Delta t_w = 27 + 3 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе

$$t_{w_m} = \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} = \frac{27 + 30}{2} = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для аммиачных конденсаторов по рекомендациям [17 – 19] средний температурный напор составляет 4 – 7 К. Принимаем $\theta_m = 5$ К.

Температура конденсации:

$$t_k = t_{w_m} + \theta_m = 28,5 + 5,5 = 34 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимаем концентрацию пара после дефлегматора $x_d = 0,995$. При $t_k = 34$ °С находим давление пара по таблице: термодинамические свойства аммиака на линии насыщения (это возможно при малом содержании воды в парах аммиака), $P_k = 1,3$ МПа. Давление в генераторе отличается от P_k на величину потерь в трубопроводах. Пренебрегая потерями, примем $P_r = P_k = 1,3$ МПа.

Определяем температуру кипения в испарителе. Величина охлаждения рассола в испарителе составляет 2 – 6 °С. Принимаем $\Delta t_s = 6$ °С.

Температура рассола на входе в испаритель

$$t_{s_1} = t_{s_2} + \Delta t_s = 25 + 6 = 31 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура рассола

$$t_{s_m} = \frac{t_{s_1} + t_{s_2}}{2} = \frac{-25 + (-19)}{2} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температурный напор по рекомендациям [17, 20] для аммиачных кожухотрубных испарителей составляет 5 – 8 К. Принимаем $\theta_m = 8$ К.

Температуру кипения можно определить по выражению, К

$$T_0 = T_{S_m} - \theta_m = 251 - 8 = 243K$$

4.2.2. Расчет параметров узловых точек цикла АБХМ

По найденным значениям t_k и t_0 с использованием таблиц, теплофизических свойств холодильных агентов [21] определяем давление насыщенных паров:

$$\begin{aligned} t_k &= 34 \text{ }^\circ\text{C}; & p_k &= 1,3 \text{ МПа}; \\ t_0 &= -30 \text{ }^\circ\text{C}; & p_0 &= 0,119 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Наносим линии $P_o = \text{const}$, $P_k = \text{const}$ и $P_a = \text{const}$ в i - ξ -диаграмме (рис. 3.4). Определим параметры узловых точек процесса. Состояние слабого раствора на выходе из генератора (точка 9) находим графически по высшей температуре кипения раствора в генераторе и давлению P_k , принимая минимальную разность температур в генераторе $\Delta t_{\min}^t = 7-10 \text{ }^\circ\text{C}$ [17, 20]:

$$t_2 = t_{ГР} - \Delta t_{\min}^T = 159 - 9 = 150 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При $t_9 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p_k = 1,3 \text{ МПа}$ концентрация слабого раствора $\xi_9 = 0,14$, энтальпия $i_9 = 600 \text{ кДж/кг}$.

Концентрацию крепкого раствора после абсорбера ξ_2 определяем по давлению p_a и низшей температуре раствора t_{12} , которую находим, принимая минимальную разность температур в абсорбере $\Delta t_{\min} = 4-10 \text{ }^\circ\text{C}$ [17, 20]:

$$t_{12} = t_{B1} + \Delta t_{\min} = 27 + 7 = 34 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Данному состоянию раствора соответствуют концентрация аммиака $\xi_{12} = 0,3$ и энтальпия $i_{12} = 10 \text{ кДж/кг}$.

Зона дегазации составит:

$$\xi_r - \xi_a = 0,3 - 0,14 = 0,16.$$

Минимально допустимая зона дегазации для одноступенчатых водно-аммиачных АХМ составляет 0,06 [17, 19] т. е. данную схему можно использовать.

Кратность циркуляции раствора $f = m_f/m_d$ находим из уравнения материального баланса аммиака в генераторе:

$$m_f / \xi_r = (m_f - m_d) \xi_a + \xi_d m_d,$$

где m_f и m_d соответственно расходы крепкого раствора после генератора (или абсорбера) и аммиака на выходе из дефлегматора; ξ_r , ξ_a и ξ_d – массовые доли аммиака в крепком растворе, слабом растворе и дистилляте.

$$f = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) = (0,995 - 0,14) / (0,3 - 0,14) = 5,34 \text{ кг/кг.}$$

Состояние крепкого раствора после теплообменника на входе в ректификатор (точка 8) примем насыщенным при давлении P_k и $\xi_r = 0,3$. В этом случае $i_8 = 400$ кДж/кг и $t_8 = 112^\circ\text{C}$.

Энтальпию слабого раствора после теплообменника (точка 3) находим по уравнению теплового баланса аппарата с учетом тепловых потерь в окружающую среду:

$$\eta_T (f - 1)(i_2 - i_3) = f(i_1 - i_4).$$

Коэффициент тепловых потерь теплообменника растворов примем $\eta_T = 0,95$.

Тогда

$$i_{15} = i_9 - f(i_8 - i_{12}) / (f - 1) = 600 - 5,34[400 - 10] / 0,95(5,34 - 1) = 95 \text{ кДж/кг.}$$

На i - ξ -диаграмме находим по i_{15} и ξ_a точку 15. Температура $t_{15} = 38^\circ\text{C}$. Состояние раствора после дросселирования жидкости (точка 10) на диаграмме совпадает с точкой 15 (по условию процесса $i = \text{const}$). Энтальпию жидкости после насоса ввиду малой сжимаемости жидкости можно принять i_{12} . Состояние пара на выходе из дефлегматора (точка 2) принимаем насыщенным при $P_k = 1,3$ МПа и $\xi_d = 0,995$, тогда $i_2 = 1720$ кДж/кг и $t_2 = 34^\circ\text{C}$. Точка 3, характеризующая состояние раствора (практически жидкого аммиака) на выходе из конденсатора, найдена по условию $P_k = \text{const}$ и $\xi_d = \text{const}$ (см. рис. 3.34). $i_3 = 510$ кДж/кг.

Примем, что процесс в испарителе АБХМ, где кипит водно-аммиачный раствор ξ , идет при постоянной температуре кипения t_0 , которая была определена ранее и использована для определения p_0 .

По линии $\xi_d = \text{const}$ и изобаре p_0 определяем состояние кипящей жидкости (точка 1б) и пара (точка б). $t_6 = \xi = 30^\circ\text{C}$, $i_6 = 1622$ кДж/кг. Отрезок б – 7 характеризует процесс в паровом теплообменнике, где насыщенный пар состояния б перегревается за счет охлаждения хладагента из конденсатора (процесс 3 – 4).

Примем температуру перегретого пара в состоянии 7: $t_7 = 10^\circ\text{C}$.

Тогда энтальпия пара при $p = 0,119$ МПа и 10°C равна $i_4 = 1734$ кДж/кг (по $\lg p$ – i -диаграмме аммиака). Из уравнения теплового баланса теплообменника при КПД теплообменника $\eta = 0,95$ находим энтальпию пара в состоянии 4:

$$(i_7 - i_6)\eta = i_3 - i_4,$$

$$i_4 = i_3 - (i_7 - i_6)\eta = 510 - (1736 - 1622)0,95 = 402 \text{ кДж/кг}.$$

На $\lg p$ – i -диаграмме аммиака по энтальпии i_4 и давлению конденсации $p_k = 1,3$ МПа находим температуру в точке 4: $t_4 = 3^\circ\text{C}$.

Разность температур на теплом конце парового теплообменника:

$$\Delta t_1 = t_3 - t_7 = 34 - 10 = 24^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_2 = t_4 - t_6 = 3 - (-30) = 33^\circ\text{C}.$$

Значения температурных напоров $\Delta t_2 = 24$ – 33°C обеспечивают компактность аппарата при сравнительно низких значениях коэффициента теплопередачи. Состояние жидкости после дросселя (точка 5) на i – ξ - диаграмме совпадает с точкой 4, хотя давление и температура потока после дросселирования иные: $P_0 = 0,118$ МПа, $t_7 = -30^\circ\text{C}$. При принятом значении концентрации пара в точке 2 и определенном ранее состоянии жидкости на входе в ректификатор (точка 8), удельный отвод флегмы из дефлегматора (флегмовое число) R можно найти по уравнению материального баланса укрепляющей части колонны, включая дефлегматор:

$$(1 + R)\xi_{1n} - R\xi_8 = \xi_2,$$

где ξ_1 - концентрация стекающей жидкости в сечении ректификатора, где вводится крепкий раствор (точка 1); принято $\xi_1 = \xi_8 = 0,3$; ξ_{1n} — концентрация

пара в этом сечении, находится по давлению P_k и температуре t_8 . Неравновесностью пара и жидкости в этом сечении колонны пренебрегаем. Из диаграммы находим: $\xi_{1n} = 0,9$.

Флегмовое число равно:

$$R = (\xi_2 - \xi_{1n}) / (\xi_{1n} - \xi_8) = (0,995 - 0,9) / (0,9 - 0,3) = 0,16 \text{ кг} / \text{кг}.$$

Температура флегмы при использовании дефлегматора несомещенного типа может быть найдена по температуре пара в точке 2 с учетом неравновесности состояний флегмы и пара в виде разности температур Δt ; при этом температура флегмы выше, а концентрация ниже, чем пара [4]. Принимая $\Delta t = 8 \text{ }^\circ\text{C}$, находим температуру и концентрацию флегмы при $P = 1,3 \text{ МПа}$:

$$t_R = t_5 + \Delta t = 34 + 8 = 42 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\xi_R = 0,52.$$

Тогда концентрацию пара на выходе из колонны находим по уравнению материального баланса дефлегматора:

$$(1 + R)\xi_{1an} = \xi_{2n} + R\xi_R.$$

Откуда

$$\xi_{1an} = \frac{\xi_n + R \cdot \xi_R}{R + 1} = \frac{0,955 + 0,16 \cdot 0,52}{1 + 0,16} = 0,93.$$

Энтальпию и температуру пара в точке 13 при $P_k = 1,3 \text{ МПа}$ и $\xi_{13} = 0,93$ находим по i - ξ -диаграмме: $i_{13} = 1905 \text{ кДж/кг}$, $t_{13} = 101 \text{ }^\circ\text{C}$. Значения параметров узловых точек цикла АХМ сведены в табл. 4.1.

$$t_R = t_5 + \Delta t = 56 + 4 = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тогда концентрацию пара на выходе из колонны находим по уравнению материального баланса дефлегматора:

$$(1 + R)\xi_{1a} = \xi_2 + R \cdot \xi_8.$$

Откуда

$$\xi_{1a} = \frac{\xi_2 + R \cdot \xi_8}{R + 1} = \frac{0,955 + 0,16 \cdot 0,608}{1 + 0,164} = 0,94.$$

Энтальпию и температуру пара в точке 1а при $P_k = 1,35$ МПа и $\xi_{1a} = 0,94$ находим по i — ζ - диаграмме: $i_a = 1550$ кДж/кг, $t_{1a}=102^\circ\text{C}$.

Параметры всех узловых точек заносим в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Параметры узловых точек цикла АБХМ

Точка	Давление, МПа	Температура, °С	Концентрация, ζ	Энтальпия, кДж/кг
1	0,19	28.61	0,394	– 124,39
2	1,496	105	0,363	248,78
3	1,496	38.61	0,363	– 65,47
4	1,496	28.61	0,394	– 124,39
5	1,496	65	0,995	1387,94
6	1,496	38.61	0,995	174,15
7	0,19	-20	0,995	174,15
8	0,19	-20	0,995	1368,30
9	1,496	91	0,394	174,44
10	0,19	38.61	0,363	– 65,47
11	1,496	65	0,575	72,02
1'	0,19	28.61	0,975	1368,21
2'	1,496	105	0,925	1584,34
5'	1,496	102	0,938	1564,71

4.2.3. Расчет удельных количеств тепла в АБХМ

Удельные количества тепла представляют собой энергетические потоки, подводимые к рабочему телу АБХМ (или отводимые от него) и отнесенные на единицу (1 кг) количества пара, сжижаемого в конденсаторе в единицу времени. В соответствии с этим различают удельные количества тепла генератора, дефлегматора, конденсатора, испарителя, абсорбера, а также величины, характеризующие регенеративный теплообмен в аппаратах VII и XII (рис. 4.1). Расчет основан на уравнениях тепловых балансов соответствующих аппаратов.

Удельное количество тепла дефлегматора находят из уравнения:

$$(1 + R) i_1 = i_{13} + R i_R + q_{дф}.$$

Отсюда

$$q_{дф} = (1 + R) i_1 - i_{13} - R i_R = 0,$$
$$(1 + 0,16)1980 - 1905 - 160 = 232 \text{ кДж/кг.}$$

Удельное количество тепла генератора находят из уравнения:

$$q_{г} = f i_8 = i_2 + (f - 1) i_9 + q_{дф}.$$

Отсюда

$$q_{г} = i_2 - i_9 + f(i_9 - i_8) + q_{дф} = 1720 - 600 + 5,34(600 - 400) + 232 = 2420 \text{ кДж/кг.}$$

Удельное количество тепла абсорбера находят из уравнения:

$$i_7 + (f - 1) i_{10} = f i_{12} + q_a.$$

Отсюда

$$q_a = i_7 + (f - 1) i_{10} - f i_{12} = 1736 + (5,34 - 1) 95 - 5,34 \cdot 10 = 2095 \text{ кДж/кг.}$$

Удельные количества тепла в конденсаторе, испарителе и паровом теплообменнике, где циркулирует m кг/с рабочего тела, находят как разность энтальпий потоков на входе и выходе соответствующего аппарата:

$$q_k = i_2 - i_3 = 1720 - 560 = 1160 \text{ кДж/кг.}$$

$$q_0 = i_6 - i_5 = 1622 - 452 = 1170 \text{ кДж/кг.}$$

$$q_{г} = i_7 - i_6 = 1736 - 1622 = 114 \text{ кДж/кг.}$$

Удельное количество тепла в теплообменнике растворов

$$q_{тр} = (i_9 - i_{12}) = 5,34 (400 - 10) = 2083 \text{ кДж/кг.}$$

Сумма удельных количеств тепла, подводимых к рабочему телу АБХМ (если пренебречь тепловым эквивалентом работы насоса), равна:

$$\Sigma q_{\text{п}} = q_{\text{г}} + q_0 = 2420 + 1170 = 3590 \text{ кДж/кг.}$$

Отведенное тепло (с учетом тепловых потерь в теплообменнике растворов) равно:

$$\Sigma q_{\text{от}} = q_{\text{а}} + q_{\text{к}} + q_{\text{дф}} + (1 - \eta_{\text{т.р}}) q_{\text{тр}} = 2095 + 1170 + 232 + (1 - 0,95) 2083 = 3601 \text{ кДж/кг.}$$

Несовпадение баланса соответствует точности расчета по тепловой диаграмме.

Удельную работу адиабатного сжатия раствора в насосе определяем (при условии, что жидкость несжимаема) по формуле:

$$L = f v (p_{\text{к}} - p_{\text{и}}) = 5,34 \cdot 1,126 \cdot 10^{-3} (1,3 - 0,118) 10^3 = 7,1 \text{ кВт,}$$

где $v = 0,126 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем водно-аммиачного раствора.

Удельный объем водно-аммиачного раствора находим по данным [17]. Энергетическая эффективность цикла АБХМ оценивается тепловым коэффициентом, равным отношению количеств тепла, характеризующих целевой эффект и все затраты в АБХМ. Пренебрегая работой насоса ($l_{\text{н}} \ll q_{\text{г}}$), получим

$$\varepsilon = q_0/q_{\text{г}} = 1170/2420 = 0,48.$$

4.2.4. Расчет материальных потоков и тепловых нагрузок на аппараты

Внешняя тепловая нагрузка на абсорбционную холодильную установку задана как её холодильная мощность т.е. 600 кВт. Необходимая холодильная мощность рассчитывается с учетом потерь холода, которые составляют

10–15%. Она равна:

$$Q_0 = 1,15 N = 1,15 \cdot 600 = 690 \text{ кВт.}$$

Массовый расход аммиака, поступающего в виде пара в конденсатор и далее в испаритель:

$$m_{\text{к}} = Q_0/q_0 = 690/1170 = 0,59 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход крепкого раствора:

$$m_{p1} = f \cdot m_k = 5,34 \cdot 0,59 = 3,15 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход слабого раствора:

$$m_{p2} = m_{p1} - m_k = 3,15 - 0,59 = 2,56 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход флегмы:

$$m_{фл} = R m_k = 0,16 \cdot 0,59 = 0,094 \text{ кг/с.}$$

Тепловые нагрузки аппаратов АБХМ равны:

$$\text{испарителя } Q_0 = m_k q_0 = 0,59 \cdot 1170 = 690,3 \text{ кВт};$$

$$\text{конденсатора } Q_k = m_k q_k = 0,59 \cdot 1160 = 684,4 \text{ кВт};$$

$$\text{абсорбера } Q_a = m_k q_a = 0,59 \cdot 2095 = 1236 \text{ кВт};$$

$$\text{генератора } Q_g = m_k q_g = 0,59 \cdot 2420 = 1427,8 \text{ кВт};$$

$$\text{дефлегматора } Q_{дф} = m_k \cdot q_{дф} = 0,59 \cdot 232 = 137 \text{ кВт};$$

$$\text{теплообменника растворов } Q_{тр} = m_k \cdot q_{тр} = 0,59 \cdot 2083 = 1229 \text{ кВт};$$

$$\text{теплообменника пара } Q_{тп} = m_k \cdot q_{тп} = 0,377 \cdot 127 = 48 \text{ кВт.}$$

С учетом тепловых потерь через изоляцию (5%) тепловая нагрузка генератора составит

$$Q_{гд} = Q_g / (1 - 0,05) = 1427,8 / 0,95 = 1503 \text{ кВт.}$$

Тогда расход греющего пара в генераторе равен

$$G_{пг} = Q_{гд} / (i_{пг} - i_{кг}) = 1503 / (2756,6 - 670,5) = 0,72 \text{ кг/с,}$$

где $i_{пг}$ и $i_{кг}$ – соответственно энтальпии насыщенного водяного пара и конденсата при $p = 0,6$ МПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лисиенко, В.Г. Хрестоматия энергосбережения / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев; под ред. В.Г. Лисиенко. – М: Теплотехник, 2010. Кн. 1 – 688 с., кн. 2 – 760 с.
2. Мунц, В.А. Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях: конспект лекций / В.А. Мунц. - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. – 136 с.
3. Алексеев, В.В. Энергетический анализ межотраслевых связей и энергоотдача / В.В. Алексеев, О.А. Синюгин // Сборник трудов ВНИИ системных исследований. – 1992. – №3. – С.23-30.
4. Электронный учебник по энергосбережению в теплоэнергетике и теплотехнологиях / под ред. О.Л. Данилова. – М.: МЭИ, 2006.
5. Гольдстрем, В.А. Энергетика промышленных предприятий: справочник/ В.А. Гольдстрем, А.С. Иваненко. – Изд. 4-е, перераб и доп. – Киев: Техника, 1977. 464 с.
6. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.
7. Котлы-утилизаторы и котлы энерготехнологические: отраслевой каталог НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ. – М., 1985.
8. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела; пер. с польск. – М., 1968. – 280 с.
9. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М., 1988. – 288 с.
10. Сажин, Б. С. Эксергетический анализ в химической технологии / Б.С. Сажин, А.П. Булеков. – М., 1992. – 448 с.
11. Хараз, Д.И. Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах /Д.И. Хараз, Б.И. Псахис. – М.: Химия, 1984. – 224с.
12. Введение в курс «Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения»: метод. указания / сост.: Е.М. Шадрина, Г.В. Волкова; под ред. В.Я. Лебедева; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2005. – 32с.
13. Техническая термодинамика и энерготехнология химических производств. Законы термодинамики. Термодинамические процессы идеальных газов: метод. указания / сост.: А.И. Сокольский, Е.М. Шадрина; Иван. гос. хим-технол. академ. Иваново, 1990. – 64 с.
14. Маркичев Н.А. Использование вторичных энергоресурсов: учеб. пособие/ Н.А. Маркичев, Е.М. Шадрина, Д.В. Кириллов; Иван. гос. хим. – технол. ун – т. – Иваново, 2012. – 98 с.

15. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях / В.Г. Григоров [и др.]. – М.: Химия, 1999. – 240 с.
16. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учебник для вузов / Е.М. Бамбушек [и др.]; под общ. ред. И.А. Сакуна.- М.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
17. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
18. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособ. для вузов / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – Изд. 2-е; перераб. и доп. – М: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
19. Бальдыкес, И.С. Абсорбционные холодильные машины/ И.С. Бальдыкес, Р.Л. Данилов. – М., Пищевая промышленность, 1966. – 356 с.
20. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. (Курсовое проектирование): учеб. пособие для энергетических вузов и факультетов/ П.Д. Лебедев, А.А. Щукин –М.: Энергия, 1970. – 408 с.
21. Теплофизические свойства аммиака/ И.Ф. Голубев [и др.]; ГСССД. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 264 с.
22. Лейтес, И.Л. Теория и практика химической энерготехнологии / И.Л. Лейтес, М.Х. Сосна, В.П. Семенов. – М.: Химия, 1988. – 280 с.
23. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

Номер вариан- та	<i>Для сырья и плава</i>			<i>Горение топлива</i>		Температура, °C			<i>Для ПСУ</i>		
	D, т/ч	Q, МДж/т	Теплоемкость плава, C _{ПЛАВА} , кДж/(кг·К)	Потери, А,%	α	t _к	t _{1-ВОДА}	t _{2-ВОДА}	t _{ПП}	P _{ПП} , МПа	η _{oi}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	60	1200	3,5	8	1,15	200	18	50	350	4	0,85
2	40	1000	3,0	10	1,2	190	20	60	400	5	0,87
3	90	800	3,6	6	1,3	180	22	70	420	3	0,86
4	80	900	3,2	11	1,1	170	25	80	450	4	0,82
5	20	750	3,4	5	1,25	160	27	90	320	5	0,83
6	10	1250	3,0	7	1,15	200	30	100	330	3	0,84
7	80	1600	3,2	9	1,2	190	18	70	340	4	0,85
8	30	1400	3,1	8	1,3	180	20	80	350	5	0,85
9	50	950	2,8	7	1,1	170	22	90	360	3	0,87
10	25	850	2,9	10	1,25	160	25	100	370	4	0,86
11	60	750	3,5	5	1,15	150	27	50	390	5	0,82
12	40	1000	3,0	7	1,2	200	30	60	280	3	0,83
13	90	1500	3,6	9	1,3	190	18	70	400	4	0,84
14	80	1300	3,2	10	1,1	180	20	80	410	5	0,85
15	20	1250	3,4	11	1,25	170	22	90	420	3	0,87
16	30	800	3,0	5	1,4	200	30	50	450	4	0,85
17	40	1200	3,1	6	1,2	190	18	60	320	5	0,87
18	50	900	3,2	7	1,3	180	20	70	400	3	0,86
19	60	1400	3,3	9	1,2	170	22	80	350	4	0,82
20	50	900	3,4	8	1,1	160	25	90	400	5	0,83

Номер варианта	Для холодильной установки				
	Доля потребляемой энергии, В, %	$t_{\text{конд}}$	$t_{\text{исп}}$	η_k	Вид цикла
1	13	14	15	16	17
1	0,2	+ 10	- 15	0,88	Сухой
2	0,3	+ 15	- 17	0,89	Влажный
3	0,4	+ 20	- 20	0,88	С переохлаждение $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$
4	0,5	+ 22	- 22	0,89	Влажный
5	0,6	+ 10	- 25	0,88	С перегревом $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$
6	0,7	+ 15	- 10	0,89	С переохлаждение $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$
7	0,8	+ 10	- 12	0,88	Сухой
8	0,9	+ 12	- 15	0,89	Влажный
9	1,0	+ 10	- 17	0,88	С переохлаждение $\Delta t = 8^{\circ}\text{C}$
10	0,25	+ 15	- 20	0,89	Сухой
11	0,35	+ 20	- 22	0,88	С перегревом $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$
12	0,45	+ 22	- 25	0,89	Влажный
13	0,55	+ 10	- 10	0,88	Сухой
14	0,65	+ 15	- 12	0,89	С перегревом $\Delta t = 12^{\circ}\text{C}$
15	0,75	+ 20	- 15	0,88	Сухой
16	0,7	+ 10	- 15	0,90	Сухой
17	0,8	+ 15	- 17	0,89	Влажный
18	0,9	+ 20	- 20	0,88	С перегревом $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$
19	1,0	+ 22	- 22	0,9	Влажный
20	0,25	+ 12	- 15	0,88	Сухой

Состав газообразных ВЭР, объемные проценты (об. %)

Номер варианта	CH ₄	C ₃ H ₈	H ₂ S	H ₂	CO	N ₂	O ₂	H ₂ O
1	60	10	10	2	5	2	1	10
2	50	5	9	8	4	4	10	10
3	40	10	8	9	7	10	8	8
4	30	15	15	10	12	8	5	5
5	20	20	16	10	8	10	8	8
6	10	25	12	8	10	12	7	16
7	10	30	8	14	4	14	10	10
8	20	15	5	6	24	8	10	12
9	30	10	10	8	22	4	7	9
10	40	15	5	10	10	6	4	10
11	50	10	3	20	5	2	5	5
12	50	5	11	4	10	10	3	7
13	40	10	5	6	14	12	7	6
14	30	15	7	8	12	8	10	10
15	20	20	7	10	18	8	7	10
16	10	25	18	17	15	5	5	5
17	10	30	9	16	12	10	10	3
18	20	35	10	8	15	7	3	2
19	30	20	9	8	11	12	7	3
20	40	15	8	7	12	12	3	3

Молекулярные массы, плотности при нормальных условиях и характеристические газовые постоянные газов

Вещество	Химическое обозначение	Молекулярная масса, кг/кмоль	ρ , кг/м ³	R, Дж/(кг·К)
Воздух (сухой)	-	28,96	1,293	287,0
Кислород	O ₂	32,00	1,429	259,8
Азот	N ₂	28,026	1,251	296,8
Гелий	He	4,003	0,179	2078,0
Аргон	Ar	39,994	1,783	208,2
Водород	H ₂	2,016	0,090	4124,0
Оксид углерода	CO	28,01	1,250	296,8
Двуокись углерода	CO ₂	44,01	1,977	188,9
Сернистый газ	SO ₂	64,06	2,926	129,8
Метан	CH ₄	16,032	0,717	518,8
Неон	Ne	20,183	0,8999	411,93
Этилен	C ₂ H ₄	28,052	1,251	296,6
Коксовый газ	-	11,50	0,515	721,0
Аммиак	NH ₃	17,032	0,771	488,3
Водяной пар	H ₂ O	18,016	(0,804)	(461)
Оксид азота	NO	30,008	1,34	277,06
Сернистый ангидрид	SO ₃	80,06	3,575	103,85
Сероводород	H ₂ S	34,08	1,539	243,96
Фтор	F ₂	38,00	1,695	218,79
Хлор	Cl ₂	70,91	3,22	117,24

Интерполяционные формулы для средних массовых и объемных теплоемкостей газов

Газ	Массовая теплоемкость, кДж/(кг·К)	Объемная теплоемкость, кДж/(м ³ ·К)
В пределах от 0 до 1000 °С		
O ₂	$c_p = 0,9127 + 0,00012724 t$	$c_p = 1,3046 + 0,00018183 t$
	$c_v = 0,6527 + 0,00012724 t$	$c_v = 0,9337 + 0,00018183 t$
N ₂	$c_p = 1,0258 + 0,00008382 t$	$c_p = 1,2833 + 0,00010492 t$
	$c_v = 0,7289 + 0,00008382 t$	$c_v = 0,9123 + 0,00010492 t$
CO	$c_p = 1,0304 + 0,00009575 t$	$c_p = 1,2883 + 0,00011966 t$
	$c_v = 0,7335 + 0,00009575 t$	$c_v = 0,9173 + 0,00011966 t$
Воздух	$c_p = 0,9952 + 0,00009349 t$	$c_p = 1,2870 + 0,00012091 t$
	$c_v = 0,7084 + 0,00009349 t$	$c_v = 0,9161 + 0,00012091 t$
H ₂ O	$c_p = 1,8401 + 0,00029278 t$	$c_p = 1,4800 + 0,00023551 t$
	$c_v = 1,3783 + 0,00029278 t$	$c_v = 1,1091 + 0,00023551 t$
SO ₂	$c_p = 0,6314 + 0,00015541 t$	$c_p = 1,8472 + 0,00004547 t$
	$c_v = 0,5016 + 0,00015541 t$	$c_v = 1,4763 + 0,00004547 t$
В пределах от 0 до 1500 °С		
H ₂	$c_p = 14,2494 + 0,00059574 t$	$c_p = 1,2803 + 0,00005355 t$
	$c_v = 10,1241 + 0,00059574 t$	$c_v = 0,9094 + 0,00005355 t$
CO ₂	$c_p = 0,8725 + 0,00024053 t$	$c_p = 1,7250 + 0,00004756 t$
	$c_v = 0,6837 + 0,00024053 t$	$c_v = 1,3540 + 0,00004756 t$

Характеристика индивидуальных газов, входящих в состав газообразного топлива

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м ³	Теоретический объем воздуха, еобходимого для горения, м ³ /м ³	Теоретический объем продуктов горения V ⁰ , м ³ /м ³	Теоретический объем сухих продуктов горения V _{шг} , м ³ /м ³	Теплота сгорания МДж/м ³		RO ₂ ^{max} сухих продуктов горения, %
							Q ^c _в	Q ^c _н	
1	2	3	4	6	7	8	9	10	11
Метан	CH ₄	16,04	0,717	9,52	10,52	8,52		35,82	11,18
Этан	C ₂ H ₆	30,07	1,342	16,66	18,16	15,16		63,75	13,2
Пропан	C ₃ H ₈	44,09	1,967	23,80	25,80	21,80		91,40	13,80
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,12	2,598	30,93	33,44	28,44		118,0	14,0
Пентан	C ₂ H ₁₂	72,15	3,219	38,08	41,08	35,08		146,0	14,2
Этилен	C ₂ H ₄	28,05	1,260	14,28	15,28	13,28		59,07	15,0
Пропилен	C ₃ H ₆	42,09	1,915	21,42	22,92	19,92		86,01	15,0
Бутилен	C ₄ H ₈	56,10	2,503	28,56	30,56	25,56		113,20	15,0
Бензол	C ₆ H ₆	78,11	3,485	35,70	37,20	34,20		140,0	17,5
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,04	1,173	11,90	12,40	11,40		56,00	17,5
Оксид углерода	CO	28,01	1,250	2,38	2,88	2,88		12,64	34,7
Водород	H ₂	2,02	0,090	2,38	2,88	1,88		10,80	-
Диоксид серы	SO ₂	64,06	2,926	-	-	-		-	-
Сероводород	H ₂ S	34,08	1,539	2,38	3,38	2,88		23,63	-
Азот	N ₂	28,02	1,250	-	-	-		-	-
Кислород	O ₂	32,00	1,428	-	-	-		-	-
Диоксид углерода	CO ₂	44,01	1,977	-	-	-		-	-

Характеристика твердых и жидких топлив

Топливо	Теплота сгорания, кДж/кг
Твердое топливо	
Условное топливо (донецкий каменный уголь)	29307
Антрацит	30230
Бурый уголь	21000
Бурый уголь не обработанный	14235
Каменный уголь	29300
Кокс	29000
Торф	13440
Дерево свежее	8000
Дерево сухое	15000
Древесный уголь	31000
Порох	4000
Жидкое топливо	
Ацетон	29000
Бензин	42000–47300
Бензол	40000
Глицерин	19000
Гудрон (битум)	36000
Дизельное топливо	42700–44800
Керосин	35000
Мазут	41448
Метиловый спирт	19500
Нефть сырая	41000–43000
Растительные масла	39000–48000
Скипидар	44000
Этиловый спирт	25000–30000
Эфир	34000

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Энтальпия газов при атмосферном давлении (0,1013 МПа), кДж/м³

t, °C	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Сухой воздух	CO	H ₂	CH ₄
100	170,02	129,58	131,76	150,52	130,04	130,17	129,08	164,21
200	357,46	259,92	267,04	304,46	261,42	261,42	259,42	351,78
300	558,81	392,81	406,83	462,72	395,16	395,01	389,76	565,86
400	771,84	526,52	551,00	626,16	531,56	531,56	520,84	806,20
500	994,35	663,80	699,00	794,85	671,35	671,35	652,50	1070,15
600	1224,66	804,12	850,08	968,88	813,90	814,44	784,80	1356,54
700	1461,81	947,52	1004,08	1148,84	959,56	960,40	918,47	1663,76
800	1704,88	1093,60	1159,92	1334,40	1107,36	1108,96	1053,36	1995,28
900	1952,28	1241,64	1318,05	1526,13	1257,84	1259,64	1190,34	2342,25
1000	2203,50	1391,70	1477,50	1722,90	1409,70	1412,60	1328,90	2699,20
1100	2458,39	1543,74	1638,12	1925,11	1563,54	1567,28	1469,60	3064,93
1200	2716,56	1697,16	1800,60	2132,28	1719,24	1723,32	1611,72	3435,48
1300	2976,74	1852,76	1963,78	2343,64	1876,16	1880,45	1756,43	-
1400	3239,04	1008,72	2128,28	2559,20	2033,92	2039,24	1902,60	-
1500	3503,10	2166,00	2294,10	2779,05	2193,00	2198,70	2051,10	-
1600	3768,80	2324,48	2460,48	3001,76	2353,28	3259,36	2200,64	-
1700	4036,31	2484,04	2628,54	3229,32	2513,96	2520,25	2351,61	-
1800	4304,70	2643,66	2797,38	3458,34	2676,06	2682,18	2505,06	-
1900	4574,06	2804,02	2967,23	3690,37	2838,41	2844,68	2659,24	-
2000	4844,20	2965,00	3138,40	3925,60	3002,00	3007,80	2815,20	-
2100	5115,39	3127,32	3309,39	4163,04	3165,12	3171,42	2978,85	-
2200	5386,48	3289,22	3482,60	4401,98	3329,70	3335,20	3129,94	-
2300	5658,46	3452,30	3656,31	4643,47	3494,62	3499,45	3289,46	-
2400	5930,40	3615,36	3831,36	4887,60	3660,72	3664,56	3449,52	-
2500	6202,75	3778,50	4006,75	5132,00	3825,75	3830,00	3612,25	-

Термодинамические свойства воды и водяного пара. Состояние насыщения (по давлению)

$P \cdot 10^{-5}$, Па	t , °C	$V \cdot 10^3$, м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8
0,010	6,92	1,0001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484
0,025	21,094	1,0021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451
0,050	32,88	1,0053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423
0,075	40,32	1,0080	19,23	0,05198	168,8	2574	2405
0,10	45,84	1,0103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392
0,15	54,00	1,0140	10,02	0,09980	226,1	2599	2373
0,20	60,08	1,01710	7,647	0,1308	251,4	2609	2358
0,25	64,99	1,0199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346
0,30	69,12	1,0222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336
0,40	75,88	1,0264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318
0,60	85,95	1,0330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293
0,80	93,52	1,0385	2,082	0,4792	391,8	2665	2273
1,00	99,64	1,0432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258
1,5	111,38	1,0527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226
2,0	120,23	1,0605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202
2,5	127,43	1,0672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182
3,0	133,54	1,0733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164
3,5	138,88	1,0786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148
4,0	143,62	1,0836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133
4,5	147,92	1,0883	0,4139	2,416	623,4	2744	2122
5,0	151,84	1,0927	0,3747	2,660	640,1	2749	2109
6,0	158,84	1,0117	0,3156	3,169	670,5	2757	2086
7,0	164,96	1,1081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067
8,0	170,42	1,1149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048
9,0	175,35	1,1213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031
10,0	179,88	1,1273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

1	2	3	4	5	6	7	8
11,0	184,05	1,1331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000
12,0	187,95	1,1385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987
13,0	191,60	1,1438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973
14,0	195,04	1,1490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960
15,0	198,28	1,1539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947
16,0	201,36	1,1586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935
17,0	204,30	1,1632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923
18,0	207,10	1,1678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912
19,0	209,78	1,1722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901
20,0	212,37	1,1766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891
30,0	233,83	1,2163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796
40,0	250,33	1,2520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713
50,0	263,91	1,2857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640
60,0	275,56	1,3185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8
70,0	285,80	1,3510	0,02437	36,54	1267,4	2772	1504,9
80,0	294,98	1,3838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1
90,0	303,32	1,4174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3
100,0	310,96	1,4521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0
120,0	324,63	1,5270	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5
140,0	336,63	1,6110	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9
160,0	347,32	1,710	0,00931	107,3	1650	2582	932,0
180,0	356,96	1.8370	0,00750	133,2	1732	2510	778,2
200,0	365,71	2,0400	0,00585	170,9	1827	2410	583,0
220,0	373,7	2,7300	0,00367	272,5	2016	2168	152,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Термодинамические свойства воды и водяного пара. Состояние насыщения (по температуре)

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{Па}$	$V' \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho'', \text{кг}/\text{м}^3$	$i', \text{кДж}/\text{кг}$	$i'', \text{кДж}/\text{кг}$	$r, \text{кДж}/\text{кг}$
0,01	$6,112 \cdot 10^2$	1,0002	206,3	0,004847	0,0	2501	2501
10	$1,2271 \cdot 10^3$	1,0004	106,42	0,009398	42,04	2519	2477
20	$2,3368 \cdot 10^3$	1,0018	57,84	0,01729	83,90	2537	2454
40	$7,3749 \cdot 10^3$	1,0079	19,55	0,05115	167,50	2574	2406
60	$1,9919 \cdot 10^4$	1,0171	7,678	0,1302	251,1	2609	2358
70	$3,1161 \cdot 10^4$	1,0228	5,045	0,1982	293,0	2626	2333
80	$4,7359 \cdot 10^4$	1,0290	3,408	0,29934	334,9	2643	2308
90	$7,0108 \cdot 10^4$	1,0359	2,361	0,4235	377,0	2659	2282
100	$1,01325 \cdot 10^5$	1,0435	1,673	0,5977	419,1	2676	2257
110	$1,4326 \cdot 10^5$	1,0515	1,210	0,8264	461,3	2691	2230
120	$1,9854 \cdot 10^5$	1,0603	0,8917	1,121	503,7	2706	2202
130	$2,7012 \cdot 10^5$	1,0697	0,6683	1,496	546,3	2721	2174
140	$3,6161 \cdot 10^5$	1,0798	0,5087	1,966	589,0	2734	2145
150	$4,7597 \cdot 10^5$	1,0906	0,3926	2,547	632,2	2746	2114
160	$6,1804 \cdot 10^5$	1,1021	0,3068	3,258	675,5	2758	2082
170	$7,9202 \cdot 10^5$	1,1144	0,2426	4,122	719,2	2769	2050
180	$1,0027 \cdot 10^6$	1,1275	0,1939	5,157	763,1	2778	2015
190	$1,2552 \cdot 10^6$	1,1415	0,1564	6,394	807,5	2786	1979
200	$1,5551 \cdot 10^6$	1,1565	0,1272	7,862	852,4	2793	1941
220	$2,3201 \cdot 10^6$	1,1900	0,0860	11,62	943,7	2802	1858
240	$3,3480 \cdot 10^6$	1,2291	0,0597	16,76	1037,5	2823	1766
260	$4,6940 \cdot 10^6$	1,2755	0,0421	23,72	1135,1	2796	1661
280	$6,4191 \cdot 10^6$	1,3321	0,0301	33,19	1236,9	2780	1542
300	$8,5917 \cdot 10^6$	1,4036	0,0216	46,21	1344,9	2749	1404
320	$1,1290 \cdot 10^7$	1,499	0,0154	64,72	1462,1	2700	1237
340	$1,4608 \cdot 10^7$	1,639	0,0107	92,76	1594,7	2622	1027
360	$1,8674 \cdot 10^7$	1,894	0,0069	144,00	1762	2481	719
374	$2,2084 \cdot 10^7$	2,800	0,0034	288,00	2032	2147	114

Характеристика компрессоров по ОСТ 26.03 – 943 – 77

Марка	Диаметр цилиндра, мм	Теоретическая объемная подача $V_{хл}$, $м^3/с$	Хладон - 22		Хладон - 12		Аммиак	
			Холодопроизводительность Q_0 , кВт	Потребляемая мощность N , кВт	Холодопроизводительность Q_0 , кВт	Потребляемая мощность N , кВт	Холодопроизводительность Q_0 , кВт	Потребляемая мощность N , кВт
ПГ 5	42,0	0,00411	5,8	2,6	3,7	1,77	-	-
ПГ 7	42,0	0,00616	8,7	3,9	5,5	2,65	-	-
ПГ 10	42,0	0,00822	11,6	5,2	7,4	3,54	-	-
ПВ 5	67,5	0,00385	6,5	2,5	4,3	1,7	-	-
ПВ 7	67,5	0,00555	9,5	3,5	6,2	2,5	-	-
ПВ 10	67,5	0,0077	13,0	5,0	8,6	3,4	-	-
ПВ 14	67,5	0,0111	19,0	6,9	12,5	4,9	-	-
ПВ 20	67,5	0,0154	26,0	10,0	17,3	6,8	-	-
П 14	67,5	0,0111	20,0	6,7	13,5	4,75	-	-
П 20	67,5	0,0154	28,4	9,1	18,6	6,6	-	-
ПВ 28	67,5	0,0222	38,0	13,85	25,0	9,8	-	-
П 28	67,5	0,0222	41,0	13,3	27,0	9,5	-	-
ПВ 40	76,0	0,089	42,5	14,0	27,6	9,5	-	-
П 40	76,0	0,0289	44,2	13,0	28,8	8,8	45,7	12,8
ПВ 60	76,0	0,0433	63,7	21,0	41,4	14,3	-	-
П 60	76,0	0,0433	66,3	19,5	43,0	13,3	68,1	19,2
ПВ 80	76,0	0,0578	85,0	28,0	55,2	19,0	-	-
П 80	76,0	0,578	88,4	26,0	57,6	17,6	91,8	25,5
ПВ 110	115,0	0,0835	128,0	41,5	83,0	28,2	-	-
П 110	115,0	0,0835	134,0	39,0	87,0	26,6	138,0	39,0
ПВ 165	115,0	0,1250	192,0	62,5	124,0	42,3	-	-
П 165	115,0	0,1250	200,0	58,6	130,0	39,9	207,0	59,0
ПВ 220	115,0	0,1670	256,0	83,0	166,0	56,4	-	-
П 220	115,0	0,1670	268,0	78,0	174,0	53,2	276,0	78,0

Характеристика кожухотрубных хладоновых конденсаторов

Марка	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр обечайки, мм	Длина труб, м	Количество труб в трубной решетке, шт	Число ходов хладагента
КТР – 4	4,8	194	1,0	23	4 (2)
КТР - 6	6,8	219	1,5	29	4 (2)
КТР – 9	9,0	273 (377)	1,0 (1,3)	46 (53)	4 (2)
КТР – 12	12,8	377 (325)	1,0 (1,2)	86	4 (2)
КТР – 18	18,0	377 (325)	1,8	86	4 (2)
КТР – 25	30,0	404	1,5	135	4
КТР – 35	40,0	404	2,0	135	4
КТР – 50	49,6	404	2,5	135	4
КТР – 65	62,0	500	2,0	210	4 (2)
КТР – 85	92,5	500	3,0	210	4 (2)
КТР – 110	107,0	600	2,5	293	4
КТР – 150	150,0	600	3,5	293	2
КТР – 200	200,0	800	3,0	455	4 (2)
КТР – 260	250,0	800	4,0	455	2
КТР – 380	407	900	4,0	680	2
КТР - 500	500	900	5,0	680	2

Техническая характеристика аммиачных горизонтальных кожухотрубных конденсаторов

Марка	Площадь теплопередающей поверхности, м ²	Диаметр кожуха, мм	Габариты	Количество труб, шт	Число ходов	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	9
10 КТГ	10	400	1880 x 535 x 760	99	10	590
20 КТГ	20	500	2930 x 810 x 910	144	8	995
25 КТГ	25	500	3430 x 810 x 910	144	8	1140
32 КТГ	32	500	4430 x 810 x 910	144	8	1140
40 КТГ	40	600	3520 x 910 x 1000	216	8	1555
50 КТГ	50	600	4520 x 910 x 1000	216	8	1980
65 КТГ	65	600	5520 x 910 x 1000	216	8	2430
90 КТГ	90	800	4640 x 1110 x 1230	386	8	3300
110 КТГ	110	800	5640 x 1110 x 1230	386	8	4000
140 КТГ	140	1000	4750 x 1330 x 1570	614	8	5320
180 КТГ	18-	1000	5750 x 1330 x 1670	614	8	6450
250 КТГ	250	1200	5845 x 1520 x 1940	840	8	9360
300 КТГ	300	1200	6845 x 1520 x 1940	870	8	10930

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Характеристика аммиачных кожухотрубных испарителей

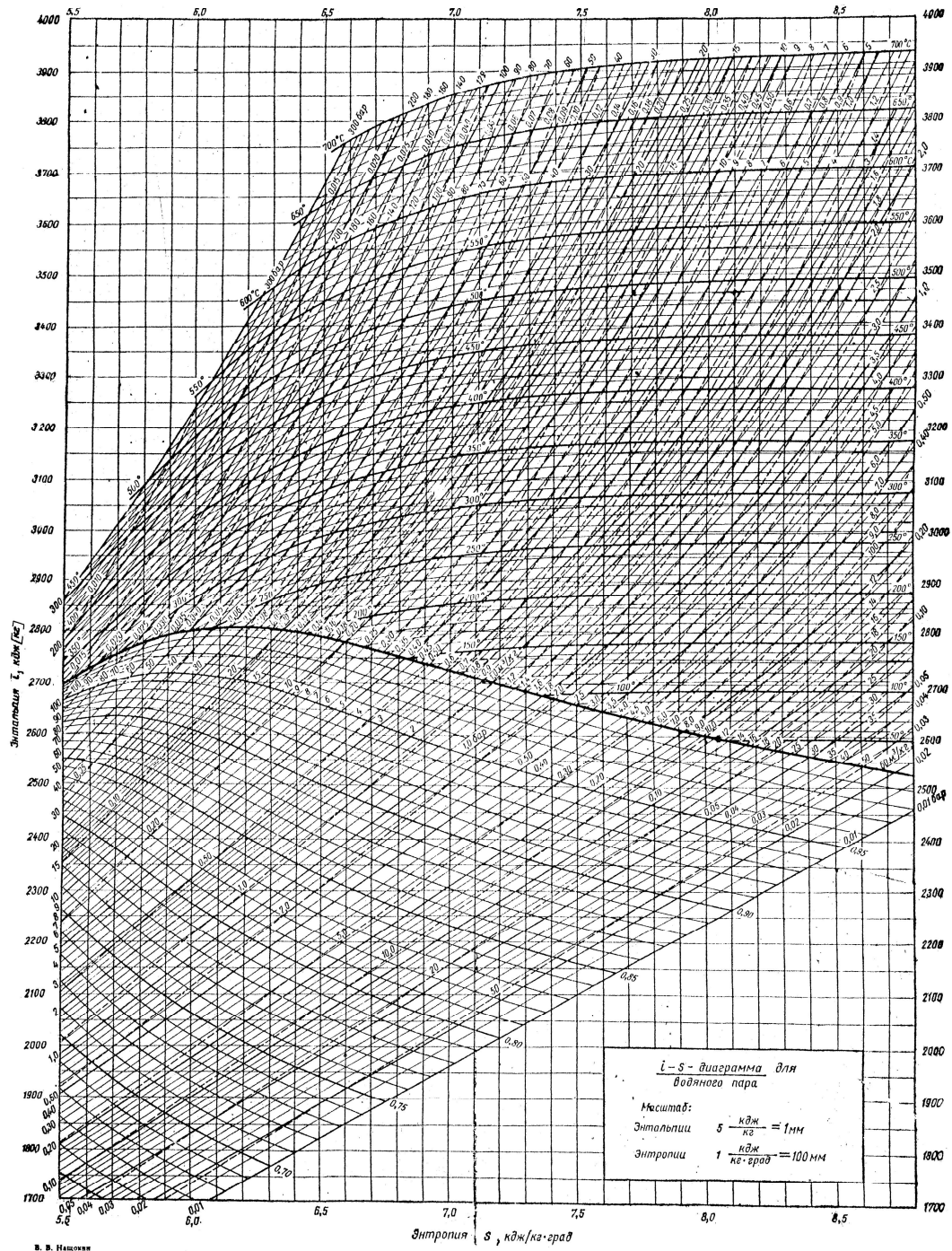
ТУ 26-02-658-78	Старое обозначение	Площадь наружной теплопередающей поверхности, м ²	Длина корпуса, мм	Диаметр обечайки, мм	Высота аппарата, мм	Вместимость межтрубного пространства, м ³	Масса, кг
40 ИТГ	32 ИКТ	40	4510	500	1286	0,50	1,429
50 ИТГ	40 ИКТ	50	3560	600	1470	0,52	1,574
63 ИТГ	50 ИКТ	63	4560	600	1470	0,70	1,956
80 ИТГ	65 ИКТ	80	5560	600	1470	0,88	2,344
125 ИТГ	90 ИКТ	125	4650	800	1800	1,14	3,459
160 ИТГ	110 ИКТ	160	5650	800	1800	1,58	4,144
200 ИТГ	140 ИКТ	200	4780	1000	2060	2,10	5,395
250 ИТГ	180 ИКТ	250	5780	1000	2060	2,64	6,493
315 ИТГ	250 ИКТ	315	6810	1000	2250	3,00	7,860
400 ИТГ	300 ИКТ	400	6900	1200	2490	5,00	10,180

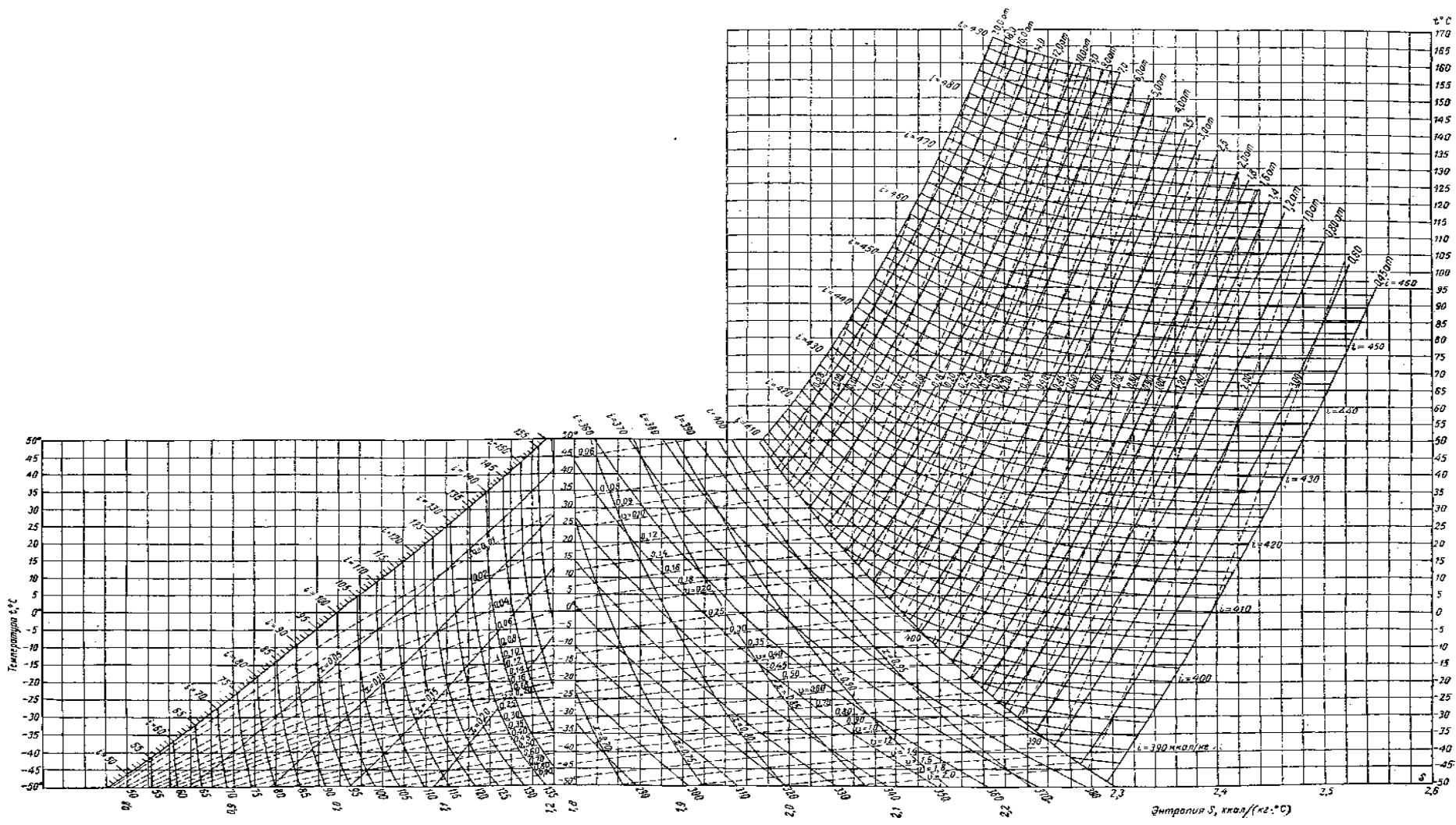
ПРИЛОЖЕНИЕ 14

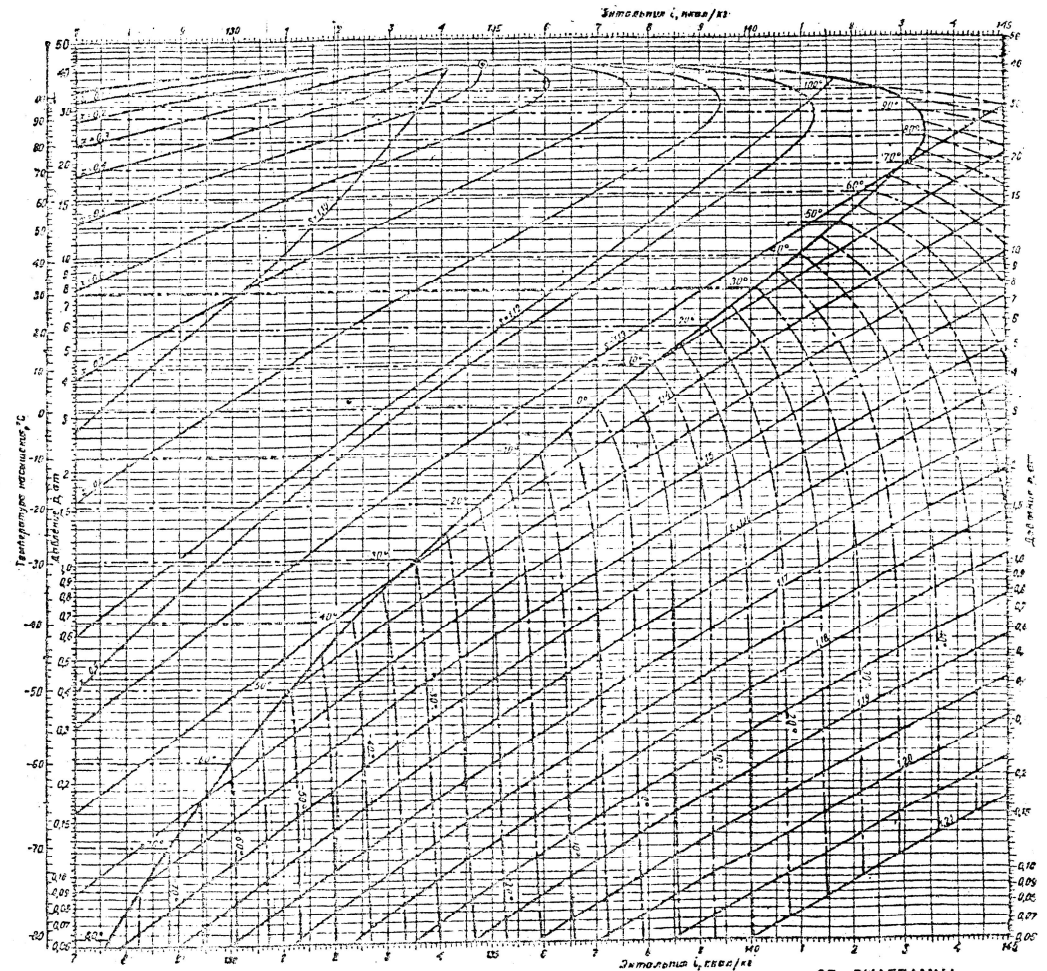
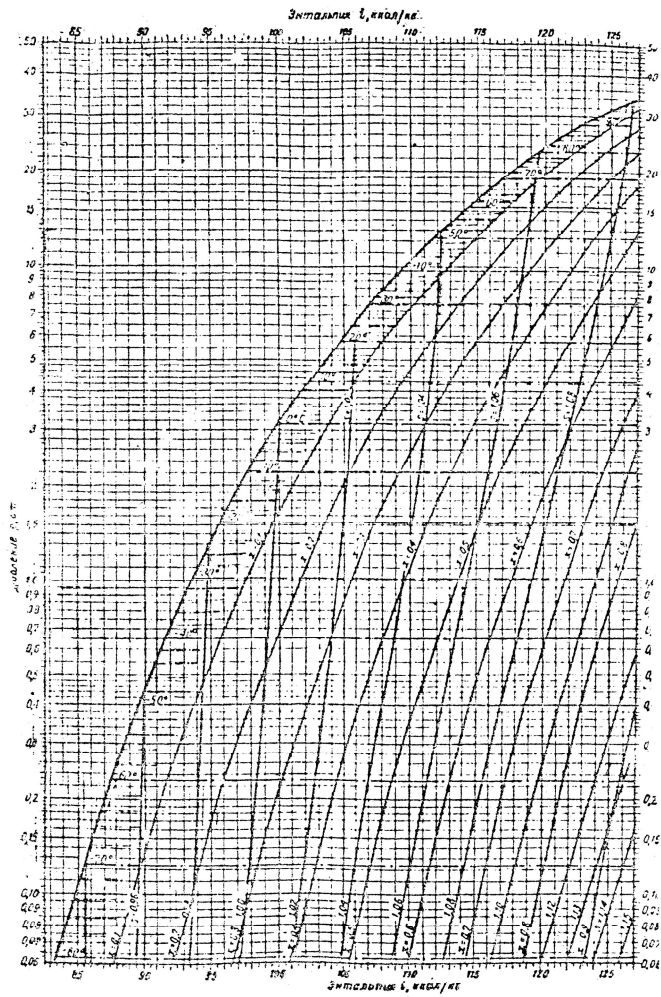
Характеристика хладоновых испарителей с межтрубным кипением хладоагента

Марка	Хладоагент	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр кожуха, мм	Длина аппарата, мм	Общее количество труб, шт	Число ходов	Масса, кг
ИТР - 12	Р - 12	12	325	1415	70	6	300
ИТР - 18	Р - 12	18	325	1665	84	6	360
ИТР - 25	Р - 12	25	400	1665	118	6	425
ИТР - 35	Р - 12	35	500	2500	145	4	575
ИТР - 105	Р - 12	105	600	3700	241	4	1655
ИТР - 210	Р - 12	210	800	3700	491	4	3000
ИТР - 400	Р - 12	400	1200	3870	920	4	6068
ИТР - 65	Р - 12	65	500	2435	210	4	1035
ИТР - 35 Н	Р - 12	35	500	3000	123	4	900

i-*s*-диаграмма воды и водяного пара



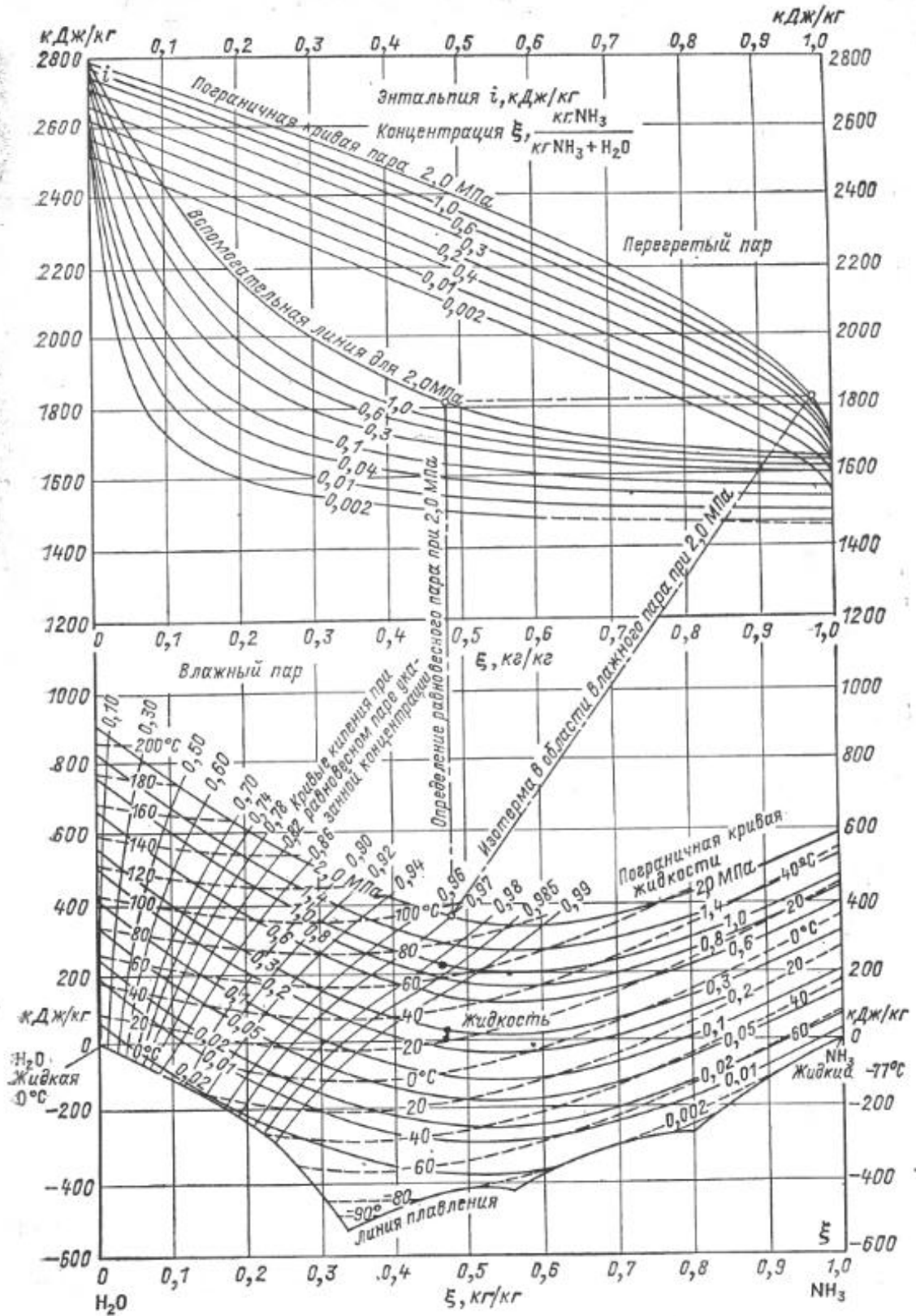




27. ДИАГРАММА t_d — t_w
 ДЛЯ ФРЕОНА-12
 (ХЛАДОНА-12)

Расчет в СИ: t — градусы Цельсия
 D — г/кг. Давление $p = 0,81 \cdot 10^5$ Па.

ДИАГРАММА i, ξ ДЛЯ РАСТВОРА ВОДА — АММИАК ($H_2O + NH_3$)



ОГЛАВЛЕНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	3
Глава 1.	УТИЛИЗАЦИЯ ГОРЮЧИХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ (ВЭР)	4
1.1.	Основные свойства горючих ВЭР	4
1.2.	Расчет объема воздуха, необходимого для сжигания топливных ВЭР	6
1.3.	Расчет объема и состава продуктов сгорания топлива	7
1.4.	Температура и энтальпия продуктов сгорания. I – t- диаграмма дымовых газов	8
1.5.	Использование теплоты дымовых газов при получении водяного пара и горячей воды в котле-утилизаторе	11
1.6.	Цикл паросиловой установки	13
1.7.	Парокомпрессионные холодильные установки	16
1.8.	Циклы парокомпрессионной холодильной установки	17
1.9.	Эксергетический анализ элементов технологической установки	20
1.9.1.	Процесс горения топлива. Эксергетический КПД топки	20
1.9.2.	Эксергетический анализ паросиловой установки	23
1.9.3.	Эксергетический анализ парокомпрессионной установки	24
1.9.4.	Построение диаграммы Грассмана энергосберегающей технологической установки	24
1.9.5.	Построение циклов в эксергетических диаграммах	25
Глава 2.	РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	26
2.1.	Задание и исходные данные	26
2.2.	Пример расчета энергосберегающей технологической установки	28
2.2.1.	Содержание расчетной части	28
2.2.2.	Составление материального и теплового балансов топки и технологической печи	29
2.2.3.	Расчет парокомпрессионной холодильной установки	39
2.2.4.	Расчет воздухоподогревателя	42
2.3.	Эксергетический анализ элементов технологической установки	43
2.3.1.	Процесс горения органического топлива	43
2.3.2.	Эксергетический анализ паросиловой установки (ПСУ)	44
2.3.3.	Построение диаграммы Грассмана	46

Глава 3.	ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ	ХОЛОДИЛЬНЫЕ	50
	СИСТЕМЫ		
3.1.	Абсорбционные холодильные машины (АБХМ)		50
3.2.	Области применения абсорбционных холодильных машин		54
3.3.	Полная схема водоаммиачной холодильной машины		55
3.3.1.	Влияние внешних источников на эффективность работы абсорбционных водно-аммиачных машин		56
3.3.2.	Компоновка абсорбционных водно-аммиачных холодильных машин		60
Глава 4.	Пример расчета АБХМ		61
4.1.	Расчетная схема АБХМ и изображение её рабочего процесса i - ξ -диаграмме		61
4.2.	Расчет цикла абсорбционной холодильной машины		68
4.2.1.	Определение температурного режима		68
4.2.2.	Расчет параметров узловых точек цикла АБХМ		70
4.2.3.	Расчет удельных количеств тепла в АБХМ		75
4.2.4.	Расчет материальных потоков и тепловых нагрузок на аппараты		76
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК		78
	Приложение		80

Учебное издание

Шадрина Елена Михайловна
Маркичев Николай Аркадьевич

**РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Учебное пособие

Редактор О.А. Соловьева

Подписано в печать 23.12.2015. Формат 60x84 1/16. Бумага писчая.

Усл. печ. л. 5,81. Тираж 50 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный
химико-технологический университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании
кафедры экономики и финансов ФГБОУ ВО «ИГХТУ»
153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7