

Л. М. Бойков

**ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ
В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ
И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ
РАЗВИТИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2025**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»**
Высшая школа технологии и энергетики

Л. М. Бойков

**ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ
В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ
И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ
РАЗВИТИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ**

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2025

УДК 621.1.016

ББК 31. 3

Б 772

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Высшей школы технологии и энергетики
Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

В. Г. Казаков;

главный специалист по внедрению разработок по теплотехнике на предприятиях ЦБП

Н. С. Нечаев

Бойков, Л. М.

Б 772 Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике и основные направления развития теплоэнергетики: учебное пособие / Л. М. Бойков.
— СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 84 с.

ISBN 978-5-91646-434-4

Учебное пособие соответствует программам и учебным планам дисциплины «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике и основные направления развития теплоэнергетики» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В пособии изложены проблемы, возникающие на производствах, связанных с эксплуатацией и проектированием тепломеханического оборудования, входящего в состав теплоэнергетических и теплотехнологических установок. Приводятся рекомендации по разработке мероприятий по сокращению затрат теплоты.

Учебное пособие предназначено для подготовки магистров всех форм обучения. Отдельные разделы могут быть полезны аспирантам и специалистам, работающим в области промышленной теплоэнергетики.

УДК 621.1.016

ББК 31. 3

ISBN 978-5-91646-434-4

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

© Бойков Л. М., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
РАЗДЕЛ I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКОНОМИИ ТЕПЛОТЫ.....	7
Глава 1. Первый закон термодинамики	7
Глава 2. Энтропия.....	8
Глава 3. Эксергия	12
Глава 4. Расчет основных параметров водяного пара с помощью $i-s$ -диаграммы	14
Глава 5. Истечение и дросселирование газов и паров.....	17
Глава 6. Круговой процесс или цикл.....	21
6.1. Прямой цикл	21
6.2. Обратный цикл	22
Глава 7. Цикл Карно.....	22
Глава 8. Второй закон термодинамики	24
РАЗДЕЛ II. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ.....	25
Глава 9. Компрессоры.....	25
Глава 10. Газовые циклы	27
10.1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	27
10.2. Цикл Отто.....	27
10.3. Цикл Дизеля	28
10.4. Цикл Тринклера.....	29
Глава 11. Циклы паросиловых установок.....	31
11.1. Паросиловая установка.....	31
11.2. Цикл Ренкина.....	32
11.3. Термический КПД цикла Ренкина.....	33
11.4. Мощность и энергетические потери паротурбинных установок	34
11.5. Способы повышения КПД цикла Ренкина	37
11.6. Теплофикационный цикл	38
11.7. Регенеративный цикл паротурбинной установки.....	41
Глава 12. Циклы газотурбинных и парогазовых установок	43
12.1. Газотурбинная установка	43
12.2. Газотурбинная установка с регенерацией теплоты	44
12.3. Парогазовая установка.....	45
Глава 13. Цикл Аллама	46
Глава 14. Цикл с МГД-генератором	49
Глава 15. Атомные электростанции	52
РАЗДЕЛ III. ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ.....	54
Глава 16. Теплообменные аппараты.....	54
16.1. Классификация теплообменных аппаратов.....	54
16.2. Основы расчета теплообменных аппаратов.....	58
Глава 17. Калориферы.....	62
Глава 18. Котлы-утилизаторы.....	67
Глава 19. Сепараторы.....	71
Глава 20. Тепловой насос	72
Глава 21. Охлаждающее устройство на паропроводе перегретого пара	74

Глава 22. Тепловая изоляция.	78
Глава 23. Интенсификация теплопередачи.....	80
Глава 24.сТеплопередача через ребристую поверхность	81
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	83
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	84

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время на многих предприятиях производится реконструкция энерготехнологических установок, которые не соответствуют современным требованиям эксплуатации. Совершенствование тепломеханического оборудования различных отраслей промышленности связано с интенсификацией производства, внедрением более эффективных установок с малыми энергетическими и металлоемкими затратами, повышением коэффициента использования натурального топлива и вторичных энергетических ресурсов. В связи с этим на предприятиях особо актуальными являются мероприятия по экономии топливно-энергетических ресурсов за счет рекуперации теплоты. Одновременно с этим при реализации некоторых мероприятий по рекуперации теплоты значительная часть тепловой энергии, содержащейся в выбросах, может быть утилизирована в теплотехнологических процессах производства.

Важнейшая роль в решении народнохозяйственных задач принадлежит теплоэнергетике. Практически нет такой сферы техники, где бы не было тепловых процессов. Многообразие методов и способов получения тепловой энергии, необходимость изменения и улучшения структуры топливно-энергетического баланса настойчиво требуют от ученых и инженеров совершенствования и создания принципиально новых энергетических устройств.

Настоящее учебное пособие соответствует программе подготовки магистров, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплотехника и теплоэнергетика» для всех форм обучения, а также для студентов неэнергетических специальностей.

В данном пособии рассмотрены проблемы производства, их решение, а также рациональные вопросы передачи и использования теплоты в промышленности. В основе решения проблем теплоэнергетики в большинстве случаев лежат теоретические основы теплотехники.

Инженер промышленной теплоэнергетики при работе в различных областях промышленности должен обладать глубокими знаниями в теплотехнических дисциплинах.

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика целлюлозно-бумажного производства (ЦБП) является своеобразной и уникальной, она в значительной степени отличается от энергетики других отраслей промышленности. Своеобразие заключается в протекающих процессах и конструктивных характеристиках тепломассообменных установок. Уникальность обусловлена наличием и использованием органических отходов при технологической переработке древесины. В каждом разделе теплотехники и промышленной теплоэнергетики имеются тепловые устройства, в которых возможна рекуперация теплоты.

Во многих отраслях промышленности, и в том числе в целлюлозно-бумажной промышленности, работает либо теплоэнергетическое, либо теплотехнологическое оборудование, потребляющее большое количество тепловой энергии в виде пара или горячей воды. Фактические затраты тепловой энергии на установках, работающих на производствах, нередко значительно превышают теоретические значения. Поэтому почти на каждом производстве имеются проблемы снижения таких затрат. На основе знания законов термодинамики, теории тепломассообмена, теории процесса горения природного топлива существуют различные способы значительного снижения энергетических затрат. Одновременно с этим возможна интенсификация этих процессов, что ведет к повышению производительности теплотехнологических установок и дополнительной прибыли на производстве.

РАЗДЕЛ I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКОНОМИИ ТЕПЛОТЫ

Глава 1. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики для закрытой системы формулируется так: теплота, подведенная к рабочему телу из внешней среды, расходуется на изменение внутренней энергии тела и совершение внешней механической работы:

$$q = \Delta u + \ell.$$

В развернутой форме аналитическое выражение первого закона термодинамики для процесса 1–2 принимает вид:

$$q = u_2 - u_1 + \int_{V_1}^{V_2} P dv,$$

а в дифференциальной форме имеем:

$$dq = du + P dv.$$

Поскольку

$$d(Pv) = P dv + v dP,$$

то

$$P dv = d(Pv) - v dP.$$

Тогда

$$dq = du + d(Pv) - v dP = d(u + Pv) - v dP$$

или

$$dq = di - v dP,$$

где $i = (u + Pv)$ – энтальпия или теплосодержание рабочего тела, Дж/кг.

В развернутом виде первый закон термодинамики можно записать:

$$q = i_2 - i_1 - \int_{P_1}^{P_2} v dP.$$

Интеграл $\int_{P_1}^{P_2} v dP$, как и энтальпия, представляет собой в общем случае чисто математическую величину и приобретает конкретное физическое содержание лишь при рассмотрении процессов, протекающих в потоке рабочего тела.

Таким образом, первый закон термодинамики характеризует процессы превращения энергии с количественной стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса процесса.

Глава 2. ЭНТРОПИЯ

Энтропия S широко используется в теплотехнических расчетах. Энтропия, как и энтальпия, не зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое. Она является одной из функций состояния системы, которая определяется расчетным путем. Для количества теплоты dq изменение энтропии можно записать:

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

Энтропия есть такая функция состояния, дифференциал которой равен отношению количества теплоты процесса к абсолютной температуре, при которой эта теплота подводится или отводится. При подводе теплоты $dq > 0$ и $ds > 0$, при отводе теплоты $dq < 0$ и $ds < 0$.

Физический смысл энтропии: в обратимых процессах энтропия – это тепловая координата, изменение которой показывает направление теплообмена; в необратимых процессах энтропия является мерой необратимости и мерой потери работоспособности системы. Для рассматриваемого произвольного обратимого цикла можно записать:

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{q_i}{T_i} = 0, \text{ а при } n \rightarrow \infty \oint \frac{dq}{T} = 0,$$

где n – количество циклов.

Приведенный интеграл по замкнутому контуру носит название *интеграла Клаузиуса*. Он справедлив для любого обратимого цикла.

На рисунке 2.1 каждому состоянию тела соответствуют определенные значения T и s , а состоянию процесса – кривая линия 1–2. Заштрихованная элементарная площадь равна элементарному количеству теплоты $dq = T ds$, участвующей в процессе $M-M_0$. Площадь под кривой процесса 1–2 – есть количество теплоты, участвующей в этом процессе.

Любой обратимый прямой цикл можно представить состоящим из бесконечного числа горячих и холодных источников теплоты с постоянными, но разными температурами T_1 и T_2 , между которыми осуществляются элементарные циклы Карно. Пусть задан любой обратимый прямой круговой процесс $a-b-c-d-a$, изображенный на рисунке 2.2. Выберем на его внешнем контуре ряд близко расположенных точек i, f, g и т. д., и проведем через них адиабаты $i-i', f-f'$ и т. д. Из точек, расположенных в середине участков $i-f, f-g$ и т. д., проведем изотермы до пересечения их с адиабатами.

Таким образом, можно представить любой обратимый цикл в виде множества элементарных циклов Карно, для каждого из которых справедливо равенство $\sum q/T = 0$.

Следовательно, для всех элементарных циклов Карно можно составить уравнения:

для первого цикла:

$$\Delta q_1^I/T_1^I + \Delta q_2^I/T_2^I = 0;$$

для второго цикла:

$$\Delta q_1^{II}/T_1^{II} + \Delta q_2^{II}/T_2^{II} = 0;$$

Тогда, в общем виде $\sum_1^n \Delta q/T = 0$.
Если число элементарных циклов Карно стремится к бесконечности, то пилообразный внешний контур сольется с контуром цикла, т. е. при $n \rightarrow \infty$

Тогда, в общем виде $\sum_1^n \Delta q/T = 0$.

Если число элементарных циклов Карно стремится к бесконечности, то пилообразный внешний контур сольется с контуром цикла, т. е. при $n \rightarrow \infty$

$$\lim \sum_1^n \frac{\Delta q}{T} = \oint \frac{dq}{T} = 0.$$

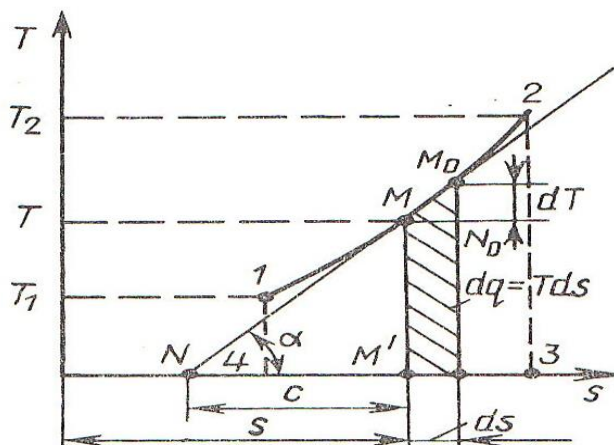


Рисунок 2.1 – T - S —диаграмма идеального газа

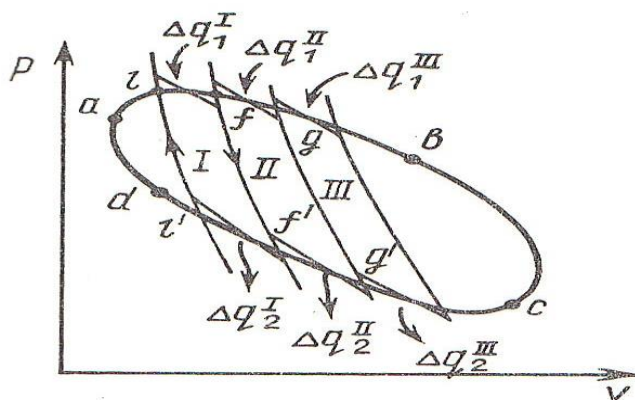


Рисунок 2.2 – Графическое представление круговых процессов
в $p-v$ -диаграмме

Если интеграл, взятый по замкнутому контуру, равен нулю, то под знаком интеграла стоит полный дифференциал некоторой функции, определяемой состоянием тела, которую обозначили буквой S и назвали *энтропией*. Важная роль этой величины в термодинамике определяется тем, что ее изменение в любом обратимом процессе является признаком наличия теплообмена между рабочим телом и окружающей средой.

Выведем соответствующие зависимости для идеального газа, представив предварительно его уравнение состояния в дифференциальной форме:

$$P d\nu + \nu dP = R dT.$$

Разделив далее левую часть этого уравнения на $P\nu$, а правую на $R T$, получаем:

$$\frac{P d\nu}{P\nu} + \frac{\nu dP}{P\nu} = \frac{R dT}{R T}$$

или

$$\frac{d\nu}{\nu} + \frac{dP}{P} = \frac{dT}{T}.$$

Полученное уравнение и является уравнением состояния идеального газа в дифференциальной форме.

Положим теперь, что в качестве независимых переменных заданы ν и T .

На основании первого закона термодинамики

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{dU + P d\nu}{T} = \frac{dU}{T} + \frac{P}{T} d\nu,$$

но поскольку $dU = c_\nu dT$ и $P/T = R/\nu$, получаем

$$ds = c_\nu \frac{dT}{T} + R \frac{d\nu}{\nu}.$$

Интегрируя данное дифференциальное уравнение, получаем искомую зависимость в конечной форме:

$$S_2 - S_1 = c_\nu \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\nu_2}{\nu_1}.$$

Если в качестве независимых переменных заданы P и T , то учитывая, что

$$\frac{d\nu}{\nu} = \frac{dT}{T} - \frac{dP}{P},$$

получаем

$$ds = c_\nu \frac{dT}{T} + R \left(\frac{dT}{T} - \frac{dP}{P} \right),$$

или, поскольку $c_\nu + R = c_p$, имеем:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P}.$$

Интегрируя, получаем искомую зависимость в конечной форме:

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

Наконец, если в качестве независимых переменных заданы ν и T , то учитывая, что

$$\frac{dT}{T} = \frac{d\nu}{\nu} + \frac{dP}{P},$$

получаем:

$$ds = c_\nu \left(\frac{d\nu}{\nu} + \frac{dP}{P} \right) + R \frac{dP}{P}.$$

или

$$ds = c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p}.$$

Интегрируя, получим искомую зависимость в конечной форме:

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Чтобы определить абсолютное значение энтропии для какого-либо состояния тела, необходимо фиксировать начало ее отсчета. В теплотехнике обычно принимают за такое начало отсчета нормальные условия, т. е. полагают, что при $p_0 = 760$ мм рт. ст. и $t_0 = 0^\circ\text{C}$ энтропия $S_0 = 0$. Тогда при любых других условиях, заданных параметрами p и T , значение энтропии можно определять по формуле:

$$S = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0}.$$

Как видно из всех приведенных выше формул, энтропия имеет ту же размерность, что и массовая теплоемкость, т. е. кДж/(кг · °C).

Формулы Гуи–Стодолы и физический смысл энтропии

Формулы, связывающие потерю работы (*эксергии*) с величиной возрастания энтропии системы вследствие необратимости протекающих в ней процессов, называются *формулами Гуи–Стодолы*:

$$L - L_{\text{необр}} = \Delta L_{\text{потерь}} = T_0 \Delta S_{\text{сист}};$$

$$\Delta E x = T_0 \Delta S_{\text{сист}},$$

где L – возможная работа; $L_{\text{необр}}$ – полученная работа; $\Delta L_{\text{потерь}}$ – недополученная работа из-за дополнительного отвода теплоты; T_0 – абсолютная температура окружающей среды (приемника); $\Delta E x$ – потеря эксергии; $\Delta S_{\text{сист}}$ – возрастание энтропии системы вследствие необратимости происходящих в ней процессов.

Эти уравнения вскрывают физический смысл энтропии. Оказывается, что необратимые процессы, связанные с переходом теплоты с более высокого температурного уровня на более низкий, сопровождаются потерей работоспособности, т. е. деградацией энергии той системы, в которой они происходят, а соответствующее возрастание энтропии пропорционально этой потере работоспособности.

Таким образом, *энтропию* можно рассматривать как параметр состояния замкнутой системы, увеличение которого является количественной мерой потери работоспособности системы, имеющей место при протекании в ней необратимых процессов.

Глава 3. ЭКСЕРГИЯ

Эксергия – максимальная часть энергии системы, которая может быть превращена в работу, а также максимально возможная работа, которую можно получить за счет теплоты, если холодным приемником является окружающая среда. Эксергия системы, кДж/кг, зависит от параметров системы и окружающей среды:

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

где E_Q – эксергия теплоты Q ; T_0 – абсолютная температура окружающей среды; T – абсолютная температура источника теплоты.

Эксергетический анализ позволяет оценить качественную сторону преобразования энергии и определить степень термодинамического совершенства процессов, циклов, различных установок и их элементов.

Эксергетический КПД установки, в которой не производится полезная работа, определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ЭКС1}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}},$$

где $E_{\text{ВХ}}$, $E_{\text{ВЫХ}}$ – эксергия теплоты рабочего тела на входе и выходе из установки.

Эксергетический КПД установки, в которой совершается полезная работа L , определяется по формуле

$$\eta_{\text{ЭКС2}} = \frac{L}{E_{\text{ВХ}} - E_{\text{ВЫХ}}}.$$

Понятие об эксергии тепла позволяет не только осуществить анализ совершенства тепловых устройств с помощью первого закона термодинамики, но и оценить потерю работоспособности, обусловленную необратимостью происходящих в них процессов, т. е. оценить работу этих устройств и с позиции второго закона термодинамики.

В качестве примера произведем эксергетический анализ теплообмена для котлоагрегата, в котором сжигается топливо с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 32000$ кДж/кг и вырабатывается перегретый пар с температурой 500°C .

Не касаясь пока вопроса о потерях эксергии в процессе горения, предположим, что температура продуктов сгорания в топке составляет 1900°C . Температуру окружающей среды примем 20°C и составим эксергетический баланс процесса теплообмена применительно к 1 кг сжигаемого топлива.

С точки зрения баланса энергии современный котлоагрегат представляет собой весьма совершенное устройство, и его энергетический К.П.Д. достигает 90-95 %, т. е. тепловые потери его совсем незначительны. Иная картина получается с точки зрения баланса эксергии.

Эксергия тепла продуктов сгорания в топке составляет (в расчете на 1 кг сожженного топлива):

$$E_1 = Q_{\text{н}}^{\text{p}} \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = 32000 \left(1 - \frac{20+273}{1900+273}\right) = 27700 \text{ кДж/кг}.$$

Энергия тепла выработанного пара (без учета тепловых потерь котла):

$$E_2 = Q_H^p \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) = 32000 \left(1 - \frac{20+273}{500+273}\right) = 19800 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, потеря эксергии на 1 кг сожженного топлива:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = 27700 - 19800 = 7900 \text{ кДж/кг.}$$

Этот же результат получается и непосредственно по уравнению Гуи–Стодолы:

$$\begin{aligned} \Delta E = T_0 \Delta S &= T_0 \left(\frac{Q_H^p}{T_2} - \frac{Q_H^p}{T_1} \right) = 293 \left(\frac{32000}{773} - \frac{32000}{2173} \right) = \\ &= 7900 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Очевидно, что эксергетический К.П.Д. процесса теплообмена в котле составляет:

$$\eta_K^{\text{экс}} = \frac{E_2}{E_1} = \frac{19800}{27700} = 0,72 = 72\%,$$

т. е. с точки зрения второго закона термодинамики данный котел нельзя считать весьма совершенным устройством.

Еще более разительной получается картина в том случае, если учесть потери эксергии в процессе горения и тепловые потери котла, не принятые во внимание в данном примере.

Химическая энергия топлива имеет более высокое качество по сравнению с тепловой энергией в том смысле, что принципиально она может быть полностью превращена и в механическую, и в электрическую энергию. В настоящее время уже проводятся небезуспешные опыты по прямому преобразованию химической энергии в электрическую. В связи с этим в качестве исходной величины при составлении эксергетического баланса котла можно принять эксергию топлива:

$$E_T = 32000 \text{ кДж/кг.}$$

С другой стороны, естественно учесть и потери эксергии, возникающие из-за того, что котел имеет тепловые потери, оцениваемые его энергетическим К.П.Д. Принимая $\eta_K = 0,9$, получаем, что на 1 кг сожженного топлива эксергия выработанного пара составляет:

$$E_{II} = \eta_K E_2 = 0,9 \cdot 19800 = 17800 \text{ кДж/кг.}$$

При таких условиях эксергетический К.П.Д. котла составит

$$\eta_K^{\text{экс}} = \frac{17800}{32000} = 0,56 = 56 \text{ \%}.$$

Приведенные здесь соображения положены в основу новых методов анализа работы тепловых устройств – энтропийного и эксергетического, которые находят все большее применение в теплотехнической практике.

Глава 4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОДЯНОГО ПАРА С ПОМОЩЬЮ *i-s*-ДИАГРАММЫ

В общем случае расчет процессов изменения состояния водяного пара заключается в определении параметров пара в начальном и конечном состояниях и вычислении подводимой теплоты, изменения внутренней энергии и работы изменения объема, связанных с уравнением первого закона термодинамики,

$$q = \Delta u + \ell.$$

Для этого должны быть заданы значения двух каких-либо параметров в начальном состоянии пара и двух параметров в конечном состоянии. В отдельных случаях вместо какого-либо из них может быть задано значение q , Δu или ℓ .

Изохорный процесс в $p-v$ -диаграмме изображается вертикальной прямой 1–2 (рис. 4.1). В этом процессе $\ell = 0$, поэтому для него можно записать выражение:

$$q = \Delta u = u_2 - u_1.$$

Значения внутренней энергии в таблицах не приводятся, их нельзя получить непосредственно из $i-s$ -диаграммы водяного пара.

Поэтому приведенное равенство удобно записать в виде

$$q = \Delta u = (i_2 - P_2 v) - (i_1 - P_1 v)$$

или $q = (i_2 - i_1) - v (P_2 - P_1)$.

В $i-s$ -диаграмме (рис. 4.1) график этого процесса изображается линией 1–2. Начальная точка 1 находится на пересечении изобары P_1 и линии постоянной степени сухости x_1 , а конечная точка 2 – на пересечении изобары P_2 и изотермы t_2 .

Следует заметить, что если в данном процессе $v < v_{кр}$, то подвод теплоты к влажному пару сопровождается не подсушкой его, а увлажнением, и при переходе через пограничную кривую пар превращается в воду.

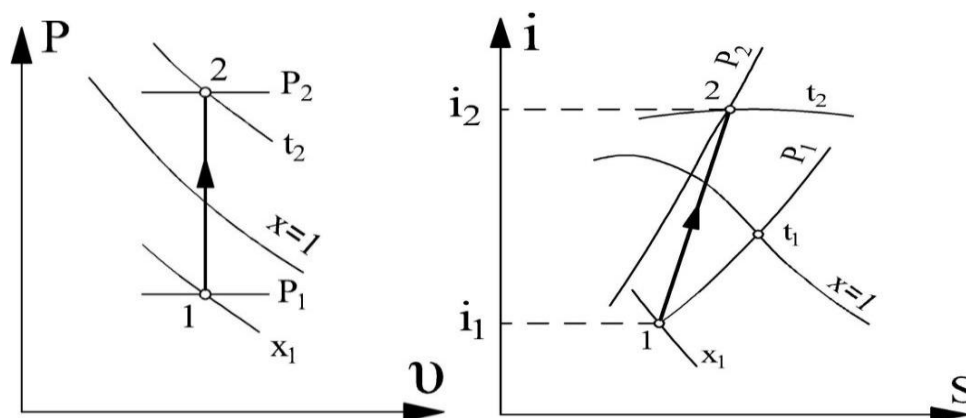


Рисунок 4.1 – Изохорный процесс в $p-v$ - и $i-s$ -диаграммах водяного пара

Изобарный процесс в $p-v$ -диаграмме изображается горизонтальной прямой (рис. 4.2).

Для этого процесса справедливо выражение

$$\Delta u = q - \ell = (i_2 - i_1) - p(v_2 - v_1).$$

В $i-s$ -диаграмме график этого процесса изображается линией 1–2, у которой начальная точка 1 находится на пересечении изобары процесса с линией постоянной степени сухости x_1 , а конечная точка 2 – на пересечении той же изобары с изотермой t_2 .

Изотермический процесс в $p-v$ -диаграмме изображается ломаной линией, которая в области влажного пара имеет вид горизонтальной прямой, а в области перегретого пара – кривой, постепенно переходящей (по мере удаления от линии $x = 1$) в гиперболу (рис. 4.3).

Теплота этого процесса определяется по формуле:

$$q = T(s_2 - s_1).$$

В отличие от идеальных газов у водяного пара изотермический процесс сопровождается изменением внутренней энергии и определяется из уравнения:

$$\begin{aligned} \Delta u &= (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1) = \\ &= i_2 - i_1 - (P_2 v_2 - P_1 v_1). \end{aligned}$$

В соответствии с этим работа изменения объема может быть определена по формуле

$$\begin{aligned} \ell &= q - \Delta u = T(s_2 - s_1) - (i_2 - i_1) + \\ &+ (P_2 v_2 - P_1 v_1). \end{aligned}$$

В $i-s$ -диаграмме график этого процесса изображается ломаной линией 1–2, которая в области влажного пара имеет вид наклонной прямой, а в области перегретого пара – кривой, обращенной выпуклостью вверх и постепенно (по мере удаления от линии $x = 1$) приближающейся к горизонтальной прямой.

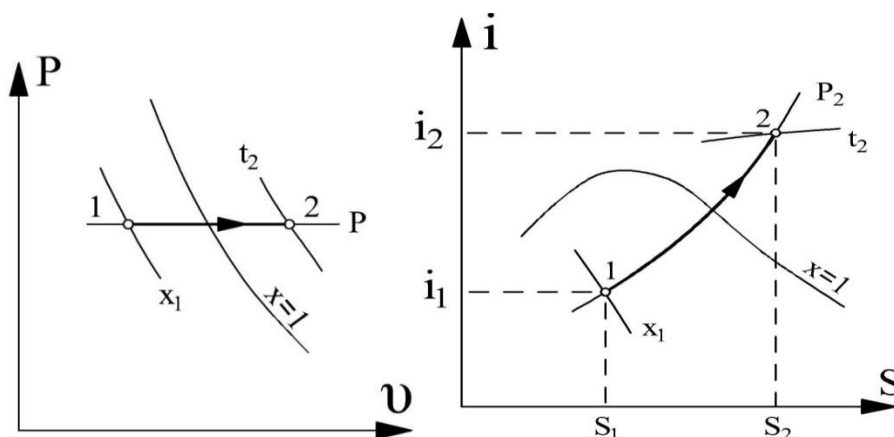


Рисунок 4.2 – Изобарный процесс в $p-v$ - и $i-s$ -диаграммах водяного пара

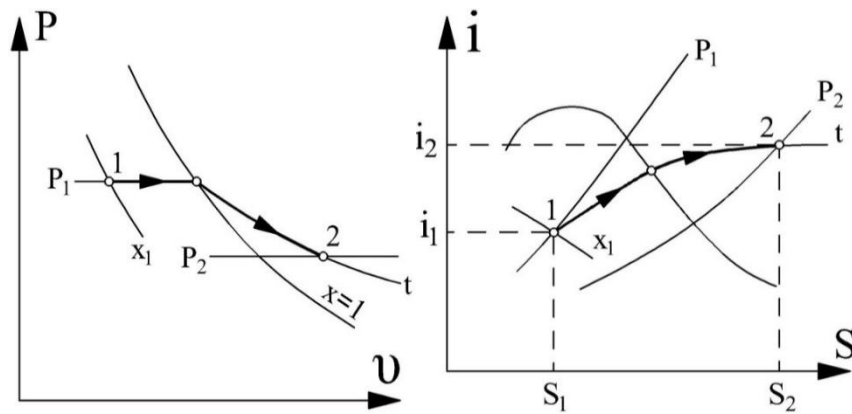


Рисунок 4.3 – Изотермический процесс в p - v - и i - s -диаграммах водяного пара

Начальная точка 1 находится на пересечении изотермы процесса (совпадающей здесь с изобарой P_1) с линией постоянной степени сухости x_1 , а конечная точка 2 – на пересечении той же изотермы с изобарой P_2 .

Адиабатный процесс в p - v -диаграмме изображается плавной кривой, более крутой, чем верхняя пограничная кривая (рис. 4.4).

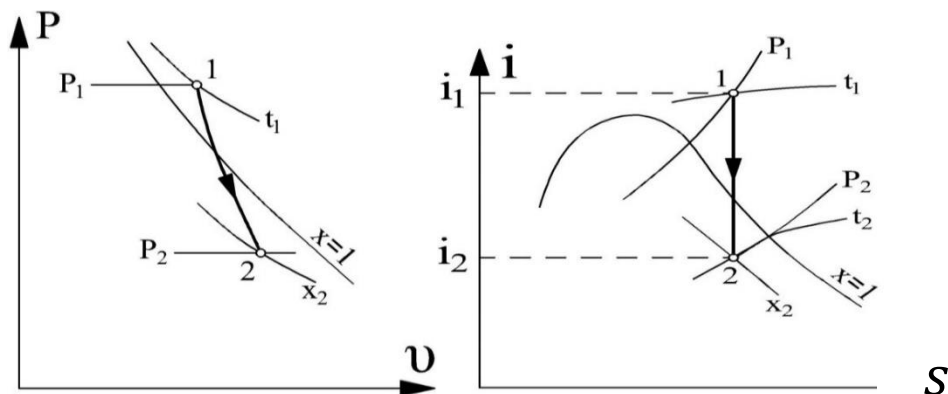


Рисунок 4.4 – Адиабатный процесс в p - v - и i - s -диаграммах водяного пара

В этом процессе $q = 0$, поэтому

$$\begin{aligned} \ell &= -\Delta u = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2) = \\ &= i_1 - i_2 - (P_1 v_1 - P_2 v_2). \end{aligned}$$

В i - s -диаграмме график этого процесса имеет вид вертикальной прямой 1–2. Начальная точка 1 этого процесса находится на пересечении изобары P_1 с изотермой t_1 , а конечная точка 2 – на пересечении изобары P_2 с линией постоянной степени сухости x_2 .

При адиабатном расширении перегретого пара он становится сначала сухим насыщенным, а затем влажным, причем с понижением давления степень сухости его уменьшается. Следует заметить, что в области очень влажных паров вблизи нижней пограничной кривой адиабатное расширение пара сопровождается не увлажнением его, а подсушкой.

Глава 5. ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Кинетическая энергия потока широко используется в паровых и газовых турбинах, ракетных двигателях, компрессорах, вентиляторах, в неподвижных каналах переменного сечения (соплах и диффузорах), в теплообменных аппаратах.

Будем считать течение газа установившимся, т. е. таким, у которого параметры состояния в любом сечении канала не изменяются с течением времени. Для установившегося движения, согласно условию неразрывности потока, можно записать

$$M v = F c = \text{const},$$

где M – массовый секундный расход газа, кг/с; v – удельный объем газа, м³/кг; F – площадь поперечного сечения канала, м²; c – скорость потока в рассматриваемом сечении, м/с.

Пусть по каналу произвольной формы под действием сил давления движется поток газа (рис. 5.1 и 5.2).

Тогда, согласно первому закону термодинамики, количество подводимой теплоты к 1 кг газа между сечениями I–I и II–II будет расходоваться таким образом:

на изменение внутренней энергии

$$q = \Delta u = u_2 - u_1;$$

и на совершение газом работы (называемой в данном случае работой проталкивания)

$$\ell' = p_2 v_2 - p_1 v_1;$$

на приращение кинетической энергии газа на участке I – II и на так называемую *техническую работу* ℓ .

Тогда можно записать:

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \ell.$$

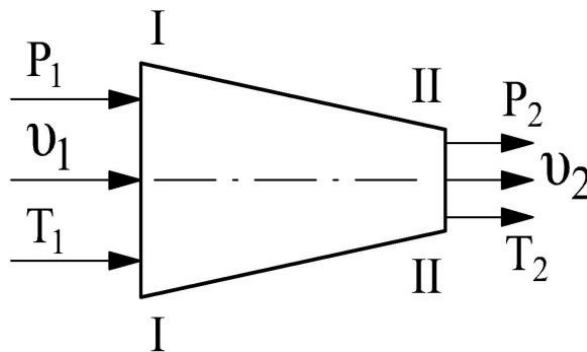


Рисунок 5.1 – Истечение газа через суживающийся канал (сопло)

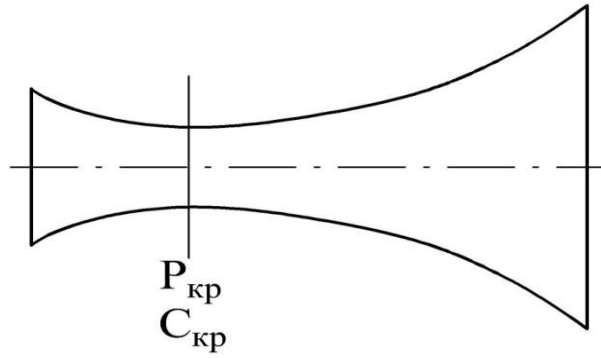


Рисунок 5.2 – Расширяющееся сопло Лавали

Имея в виду, что

$$i_1 = u_1 + p_1 v_1 \text{ и } i_2 = u_2 + p_2 v_2,$$

получим уравнение

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \ell_T.$$

В дифференциальной форме уравнение примет вид:

$$dq = du + d(p v) + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T$$

или $dq = di + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T.$

С другой стороны, дифференцируя выражение $i = u + p v$, имеем

$$di = du + p dv + v dp = dq + v dp,$$

откуда

$$dq = di - v dp.$$

После интегрирования этого уравнения получим:

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 - \int_1^2 v dp.$$

Сравнивая два следующих уравнения,

$$dq = di + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T;$$

$$dq = di - v dp,$$

имеем

$$-v dp = \frac{dC^2}{2} + d\ell_T.$$

Отсюда получим уравнение:

$$d\ell_T = -\frac{dC^2}{2} - v dp.$$

В отдельных случаях, когда назначением устройства является получение полезной работы (например, в паровой или газовой турбине) или, наоборот,

когда техническая работа затрачивается на повышение давления (например, в компрессоре), можно считать скорости до и после устройства одинаковыми. Тогда техническая работа

$$d \ell_T = - v dp,$$

откуда имеем

$$\ell_T = - \int_{P_1}^{P_2} p dv.$$

Если устройство предназначено для повышения кинетической энергии потока (*сопло*) или кинетическая энергия потока используется для повышения давления (*диффузор*), при условии, что техническая работа равна нулю, тогда

$$\frac{dC^2}{2} = - v dp.$$

С учетом этого уравнения можно записать

$$dq = di - v dp;$$

$$\frac{dC^2}{2} = - di + dq.$$

В случае адиабатного истечения через сопло $\ell_T = 0$ и $dq = 0$, получим

$$\frac{dC^2}{2} = - di.$$

После интегрирования имеем:

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} = i_1 - i_2.$$

Отсюда скорость истечения газа из сопла определяется по выражению:

$$C_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2) + C_1^2}.$$

Скорость потока на входе в сопло C_1 мала по сравнению со скоростью истечения C_2 .

Пренебрегая начальной скоростью C_1 , можно записать, что скорость истечения газа на выходе из сопла, м/с:

$$C_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2)}.$$

Здесь разность энтальпий $(i_1 - i_2) = h_0$, Дж/кг, называется *располагаемым перепадом* энтальпий. Энтальпия в выходном сечении сопла i_2 определяется по давлению P_2 в этом сечении.

Скорость истечения C_2 (при $C_1 = 0$) и секундный массовый расход M для идеальных газов можно рассчитать по формулам:

$$C_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right]};$$

$$M = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{P_2} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}.$$

Давление в выходном сечении суживающихся сопел, которому соответствует максимальный расход газа, называется *критическим* и обозначается $P_{кр}$. Давление в устье суживающихся сопел не падает ниже $P_{кр}$, несмотря на любое понижение среды. Величина $P_{кр}$, например, для идеальных двухатомных газов, равна $0,528 P_1$.

Максимальная скорость, т. е. скорость истечения, соответствующая критическому давлению в устье сопла, называется *критической, равной скорости звука*. Суживающееся сопло не позволяет получить скорость выше критической. Для осуществления полного расширения рабочего тела, а также для получения скоростей истечения больше звуковых применяют расширяющиеся сопла, которые называются *соплами Лавала*.

В узком сечении канала устанавливаются критическая скорость и критическое давление. В расширяющейся части сопла происходит дополнительное расширение рабочего тела, сопровождающееся дальнейшим понижением давления и возрастанием скорости до сверхзвуковой. Такие сопла получили широкое применение в реактивной и ракетной технике, в паровых и газовых турбинах.

При движении газа или пара через сужение (вентиль, кран, задвижка на паропроводе) их давление понижается. Процесс понижения давления рабочего тела при его прохождении через сопротивление, обусловленное местным сужением канала, называется *дресселированием или мятием*.

Падение давления сопровождается ростом скорости, которая в самом узком сечении достигает максимального значения. Если сечение трубы перед сужением и после него одинаково, то скорости рабочего тела C_2 и C_1 до и после сужения можно считать одинаковыми, т. е. $C_1 = C_2$. Если считать процесс дресселирования адиабатным процессом, а рабочее тело – идеальным газом, то согласно уравнению:

$$q_{12} = i_2 - i_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \ell_T.$$

Причем $i_1 = i_2$, т. е. *энтальпия газа или пара в процессе дресселирования не изменяется*.

Поскольку энтальпия идеального газа зависит только от температуры, то и температуры идеального рабочего тела до и после дресселирования будут равны. В реальных газах температура при дресселировании может понижаться, повышаться или оставаться неизменной.

Глава 6. КРУГОВОЙ ПРОЦЕСС ИЛИ ЦИКЛ

Круговой процесс или *цикл* – это последовательный ряд термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в первоначальное состояние.

6.1. Прямой цикл

Если линия расширения рабочего тела располагается над линией сжатия, т. е. если течение процессов происходит по часовой стрелке, то такой цикл называется *прямым* (рис. 6.1,а). Так как в прямом цикле получается положительная работа (тепловая энергия преобразуется в механическую энергию), то прямой цикл является циклом *тепловых двигателей*.

Известно, что процесс, расположенный выше адиабаты, протекает с подводом теплоты, а ниже нее – с отводом теплоты. Поэтому проведя две адиабаты *m* и *n*, касательные к линии прямого цикла в точках А и В, получаем два участка этой линии – верхний и нижний. На верхнем участке процесс сопровождается подводом теплоты от источника к рабочему телу в количестве q_1 , а на нижнем – его отводом от рабочего тела к холодильнику в количестве q_2 .

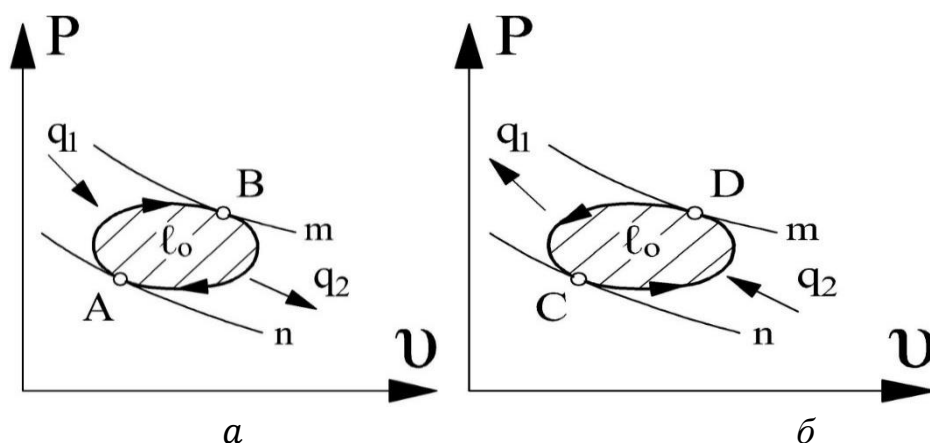


Рисунок 6.1 – Прямой (а) и обратный (б) циклы

Разность этих количеств теплоты $q_0 = q_1 - q_2$ расходуется на совершение работы ℓ_0 , равной площади, ограниченной линией цикла. Причем, по первому закону термодинамики $q_0 = \ell_0$, так как $\Delta U = 0$.

Термический КПД цикла – отношение теплоты, превращенной в работу, к теплоте, затраченной для совершения кругового процесса, выражается формулой

$$\eta_t = \frac{\ell_0 = q_1 - q_2}{q_1},$$

где ℓ_0 – произведенная внешняя работа; q_1 – теплота, затраченная для совершения кругового процесса; q_2 – потеря теплоты.

По прямому циклу работают паровые турбины, тепловые электрические станции, двигатели внутреннего сгорания и другие тепловые двигатели.

6.2. Обратный цикл

Если линия сжатия рабочего тела располагается над линией расширения, т. е. течение процессов происходит против часовой стрелки, то такой цикл называется *обратным* (рис. 6.1, б). Так как в обратном цикле работа сжатия больше работы расширения, то на его осуществление требуется затрата механической энергии от постороннего источника.

Обратный цикл Карно является идеальным циклом тепловых насосов и холодильных машин. Эффективность работы холодильной установки оценивается *холодильным коэффициентом*, представляющим отношение количества теплоты, отобранной за цикл от охлаждаемых тел, к работе, затраченной в цикле:

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{\ell_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

Прямой и обратный циклы могут быть обратимыми и необратимыми. Условие обратимости предполагает наличие механического и термодинамического равновесия и отсутствие трений и завихрений в газе.

Глава 7. ЦИКЛ КАРНО

Цикл Карно является идеальным для циклически работающего теплового двигателя и имеет максимально возможный КПД при данной разности температур источника тепловой энергии и холодильника. Цикл Карно состоит из двух изотерм ($T = \text{const}$) и двух адиабат ($dq = 0$). Пусть 1 кг идеального рабочего тела совершает прямой цикл Карно (рис. 7.1), т. е. такой цикл, в результате которого теплота превращается в работу.

В процессе изотермического расширения (линия 1–2) к рабочему телу подводится теплота q_1 от бесконечно большого источника теплоты с температурой T_1 . В точке 2 источник теплоты отключается и рабочее тело расширяется по адиабате (линия 2–3). В процессе изотермического сжатия (линия 3–4) рабочее тело отдает холодильнику теплоту q_2 при температуре T_2 . Процессом 4–1 (адиабатное сжатие) замыкается цикл Карно.

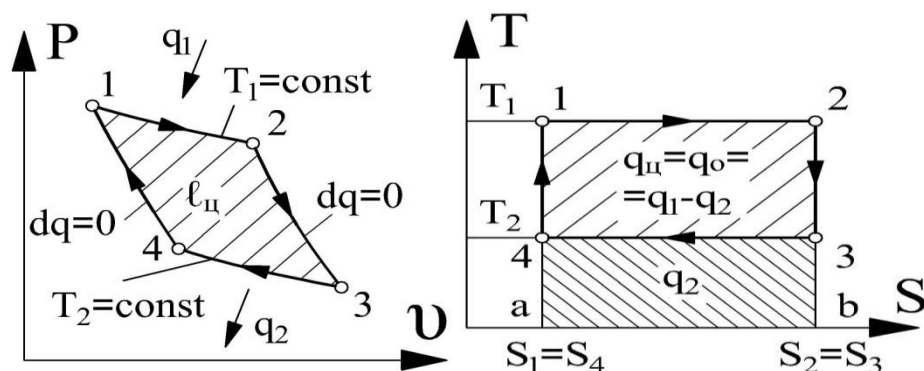


Рисунок 7.1 – Прямой цикл Карно

Работа цикла $\lambda_{\text{ц}} = \lambda_0 = q_0 = q_1 - q_2$ графически изображается заштрихованной площадью цикла.

Термический коэффициент цикла Карно выражается формулой

$$\eta_t^{\text{с}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

В T - S – диаграмме теплота равна площади под линией процесса:

$$q_1 = T_1(S_2 - S_1) - \text{площадь прямоугольника } a-1-2-b,$$

$$q_2 = T_2(S_2 - S_1) - \text{площадь прямоугольника } 4-3-b-a,$$

$$\eta_t^{\text{с}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(S_2 - S_1)}{T_1(S_2 - S_1)} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Термический КПД цикла Карно служит оценкой степени использования затраченной теплоты для получения полезной работы так как $T_2 \neq 0$ и $T_1 \neq \infty$. Чем выше температура источника и меньше температура холодильника, тем выше термический КПД цикла Карно.

Кроме того, следует отметить:

1. Термический КПД цикла Карно зависит только от температур горячего и холодного источников. Он не может равняться единице. Коэффициент полезного действия обратимого газового цикла Карно определяется крайними температурами цикла T_1 и T_2 . С увеличением температурного перепада в цикле его КПД увеличивается.

2. В выражение для КПД не входит газовая постоянная R . Следовательно, он одинаков для всех идеальных и реальных газов, а также паров любых жидкостей.

3. КПД цикла Карно больше КПД любого другого цикла при тех же температурах T_1 и T_2 . Поэтому цикл Карно является идеальным теоретическим циклом, с которым сравнивают любой тепловой двигатель.

В заданном интервале температур цикл Карно является наивыгоднейшим по величине термического КПД. Поэтому хотя цикл Карно в технике и не используется, в технической термодинамике он играет важную роль эталона, с которым сопоставляются с целью принципиальной оценки экономичности все прямые циклы, находящие практическое применение.

В обратном цикле Карно (рис. 7.2) рабочее тело сначала расширяется адиабатно по линии 1-2 с понижением температуры от T_1 до T_2 , а затем продолжает расширяться изотермически по линии 2-3, получая тепло от холодного источника в количестве q_2 при температуре T_2 . После этого оно сжимается адиабатно по линии 3-4 с повышением температуры до T_1 и, наконец, сжимается изотермически по линии 4-1, отдавая тепло горячему теплоприемнику в количестве q_1 при температуре T_1 , чем и завершается цикл.

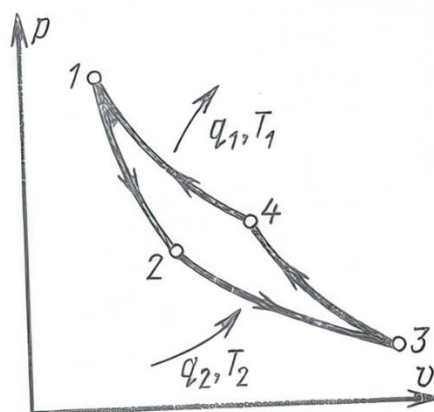


Рисунок 7.2 – Обратный цикл Карно

Выражение для холодильного коэффициента обратного цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Обратный цикл Карно используется в качестве эталона, с помощью которого определяется относительная эффективность обратных циклов, находящихся практическое применение в холодильной и отопительной технике.

Глава 8. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Из рассмотрения прямого и обратного циклов Карно можно сформулировать второй закон термодинамики:

- 1) теплота холодного источника не может сама собой переходить к горячему;
- 2) в круговом процессе теплота горячего источника не может быть полностью превращена в работу, так как имеются потери теплоты;
- 3) для перевода теплоты в работу необходимо иметь, кроме горячего источника, холодный источник (холодильник), т. е. нужно обеспечить между ними температурный перепад;
- 4) теплота наиболее холодного тела в данной системе не может служить источником работы;
- 5) любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым.

Если **первый закон термодинамики** характеризует процессы превращения энергии с *количественной* стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса процесса, то **второй закон термодинамики**, отражённый в этих формулировках, указывает на *качественную* сторону термодинамических процессов.

РАЗДЕЛ II. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Глава 9. КОМПРЕССОРЫ

Компрессорами называются машины, предназначенные для сжатия воздуха, газов и паров. Они широко применяются во многих областях техники, в том числе являются одними из основных элементов газотурбинных и холодильных установок.

По принципу действия компрессоры делятся на объемные и лопаточные. В объемных компрессорах рабочее тело сжимается механическим путем за счет сближения ограничивающих стенок.

В лопаточных компрессорах рабочему телу сообщается значительная скорость за счет вращения ротора, а затем кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию.

В свою очередь, объемные компрессоры делятся на поршневые и ротационные, а лопаточные – на центробежные и осевые.

Несмотря на существенные конструктивные и принципиальные различия между компрессорами разных типов, сущность термодинамического процесса в них одинакова. В общем случае, в идеальном компрессоре происходит процесс *политропного сжатия* рабочего тела, изображаемый в $P-v$ -диаграмме линией 1–2 (рис. 9.1).

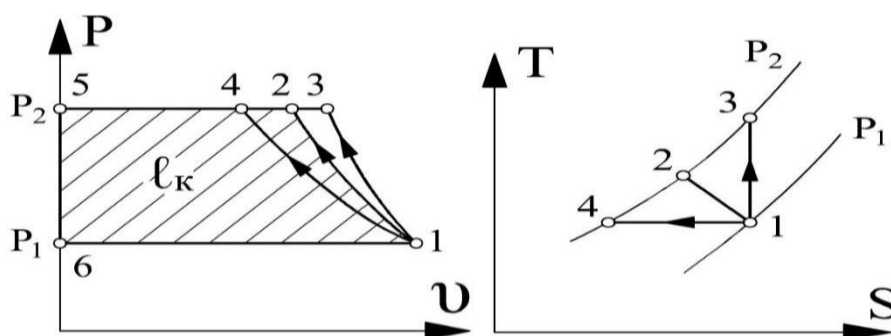


Рисунок 9.1 – $P-v$ – и $T-S$ – диаграммы сжатия рабочего тела в компрессоре

Техническая работа ℓ_k , затрачиваемая на сжатие, является величиной отрицательной и изображается заштрихованной площадью 1–2–5–6–1.

Идеализируя условия протекания рабочего процесса, можно представить себе два крайних случая. В первом случае стенки компрессора можно считать идеально теплонепроницаемыми и теплообмен между потоком рабочего тела и окружающей средой не происходит. Такой процесс сжатия будет *адиабатным* (линия 1–3). В другом крайнем случае стенки компрессора можно считать идеально теплопроводными. Тогда процесс будет *изотермическим* (линия 1–4).

Работа сжатия в компрессоре и количество отводимой теплоты, кДж/кг, находятся для каждого вида сжатия:
адиабатическое сжатие

$$\ell_k^a = \frac{k}{k-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2); q = 0;$$

политропное сжатие:

$$\ell_k^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2);$$

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1);$$

изотермическое сжатие:

$$\ell_k^{\text{из}} = p_1 v_1 \ln \frac{P_1}{P_2}; q = \ell_k^{\text{из}}.$$

Причем $\ell_k^a > \ell_k^{\text{пол}} > \ell_k^{\text{из}}$.

Если известна массовая производительность компрессора M , кг/с, то теоретическая мощность, затрачиваемая на его привод, кВт, составит

$$N = M * \ell_k,$$

где ℓ_k — техническая работа, кДж/кг.

Однако обычно задается не массовая, а объемная производительность компрессора V , м³/с, которая относится к начальным параметрам рабочего тела P_1 и T_1 . В таком случае, сначала следует определить массовый расход рабочего тела, кг/с,

$$M = \frac{P_1 V_1}{R T_1},$$

а затем уже найти теоретическую мощность привода компрессора.

При $P_2 > 0,8$ МПа компрессоры выполняются многоступенчатыми, что снижает работу сжатия и приближает процесс к изотермическому.

Многоступенчатое сжатие

Политропное сжатие, как и адиабатное, сопровождается повышением конечной температуры, что видно из формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

и наглядно представлено в $T-s$ — диаграмме (рис. 9.2).

При этом условии устанавливается предел повышения давления, поскольку при больших степенях сжатия конечная температура получается недопустимо высокой (выше 170°C). Поэтому при необходимости получения высокого давления компрессоры выполняются *многоступенчатыми*. Причем после каждой ступени рабочее тело поступает в холодильник, в котором охлаждается при постоянном давлении до исходной температуры.

Из $T-s$ —диаграммы следует вывод, что с увеличением числа ступеней изотермы T_1 и T_2 сближаются и в пределе сливаются в одну горизонтальную линию. При этом процесс сжатия приближается к изотермическому процессу, в котором работа на сжатие будет минимальной.

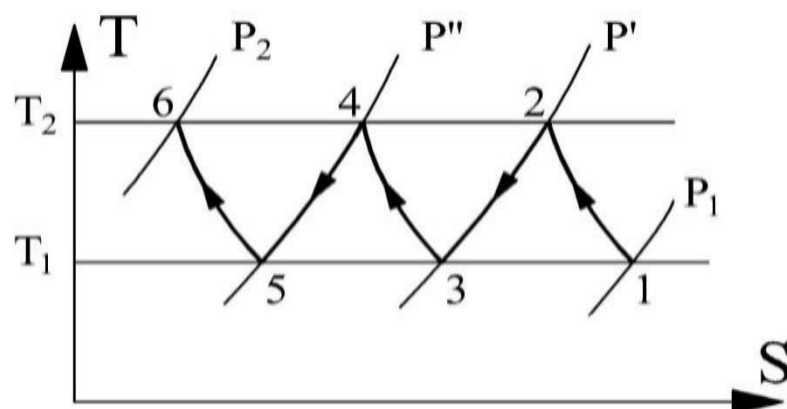


Рисунок 9.2 – Процесс трехступенчатого сжатия в компрессоре:
 1–2, 3–4, 5–6 – процессы сжатия рабочего тела (воздуха или газа) в первой, второй и третьей ступенях компрессора; 2–3, 4–5 – охлаждение воздуха или газа в воздухоохладителях после первой и второй ступеней сжатия

Глава 10. ГАЗОВЫЕ ЦИКЛЫ

10.1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Двигателем внутреннего сгорания (Д.В.С.) называется тепловой двигатель, рабочим телом в котором служат газообразные продукты сгорания топлива, сжигаемого непосредственно внутри самого двигателя.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания по характеру рабочего цикла делятся на двигатели быстрого сгорания с искровым зажиганием топливно-воздушной смеси и двигатели постепенного сгорания, характеризующиеся самовоспламенением топлива.

К *двигателям быстрого сгорания* относится большинство двигателей, работающих на газообразном топливе, а также карбюраторные двигатели, работающие на бензине и керосине.

К *двигателям постепенного сгорания* относятся дизели, работающие на соляровом масле (быстроходные дизели) или на тяжелых моторных маслах (тихоходные дизели).

Все поршневые ДВС делятся на двухтактные и четырехтактные. *Двухтактными* называются двигатели, у которых один рабочий ход приходится на два хода поршня, т. е. на один оборот вала. *Четырехтактными* называются двигатели, у которых один рабочий ход приходится на четыре хода поршня, т. е. на два оборота вала.

10.2. Цикл Отто

Рассматривая рабочий цикл двигателей быстрого сгорания как четырехтактных, так и двухтактных, получаем термодинамический цикл, называемый *циклом Отто* (рис. 10.1).

В этом цикле адиабата 1–2 соответствует процессу сжатия рабочей смеси, изохора 2–3 – процессу горения топлива, адиабата 3–4 – расширению продуктов

сгорания, изохора 4–1 соответствует в четырехтактном двигателе сразу двум процессам – выхлопу отработавших газов и всасыванию новой порции рабочей смеси, в двухтактном двигателе – выхлопу и продувке цилиндра.

Основной характеристикой цикла Отто является *степень сжатия смеси* в двигателе $\varepsilon = v_1/v_2 = 4-12$, т. е. отношение всего объема цилиндра v_1 к объему камеры сжатия v_2 .

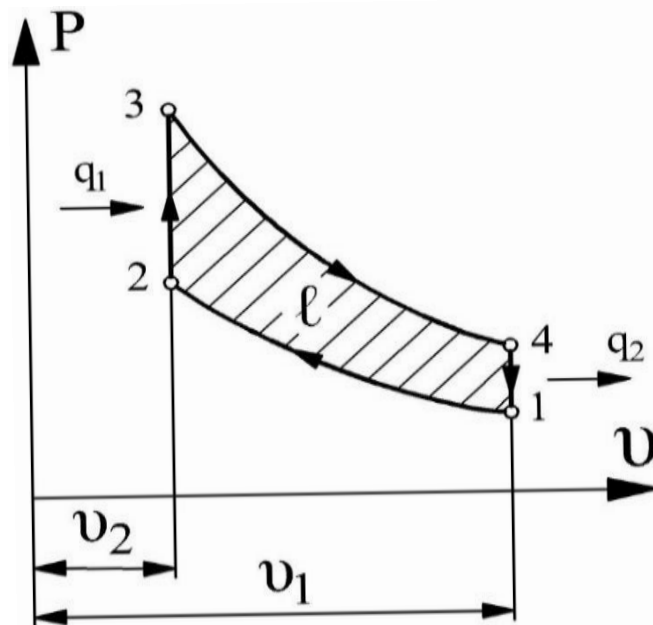


Рисунок 10.1 – Термодинамический цикл двигателя быстрого сгорания топлива – цикл Отто

Термический КПД цикла Отто определяется по уравнению

$$\eta_{\text{т}}^{\text{Отто}} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

С увеличением степени сжатия смеси ε термический КПД цикла Отто возрастает. Предел повышения степени сжатия в двигателе быстрого сгорания ограничивается тем условием, что в конце сжатия температура в цилиндре не должна достигать температуры самовоспламенения топлива

10.3. Цикл Дизеля

Рассматривая рабочий цикл двигателей постепенного сгорания как четырехтактных, так и двухтактных, получаем термодинамический цикл, называемый циклом Дизеля (рис. 10.2).

В этом цикле адиабата 1–2 соответствует сжатию воздуха в цилиндре, изобара 2–3 – постепенному горению топлива, адиабата 3–4 – расширению продуктов сгорания, изохора 4–1 – соответствует в четырехтактных двигателях выхлопу отработавших газов и всасыванию новой порции воздуха, а в двухтактных – продувке цилиндра.

Основными характеристиками цикла Дизеля являются степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2 = 12-25$ и степень предварительного расширения $\rho = v_3/v_2 = 1-3$.

Здесь v_3 – представляет объем сжатых продуктов сгорания смеси при давлении смеси P_3 ; v_2 – объем камеры сжатия.

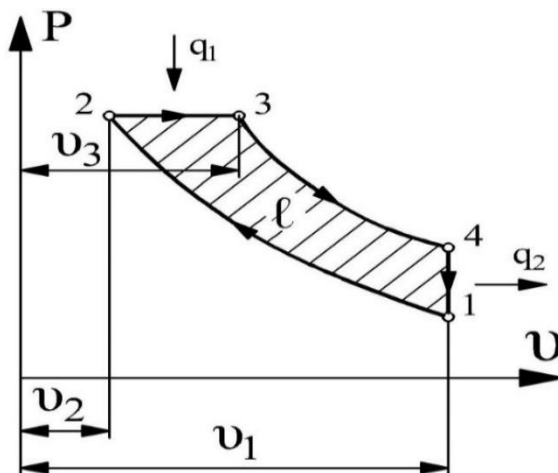


Рисунок 10.2 – Термодинамический цикл двигателя постепенного сгорания топлива (цикла Дизеля)

Термический КПД цикла Дизеля определяется по уравнению

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{Дизеля}} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

Из этого выражения видно, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу Дизеля, также является степень сжатия ϵ , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает. В данном случае, предел повышения степени сжатия устанавливается допустимым давлением в цилиндре, повышение которого приводит к чрезмерному утяжелению двигателя и увеличению потерь на трение.

Вторым фактором, влияющим на экономичность рассматриваемых двигателей, является степень предварительного расширения ρ .

Величина ее зависит от количества топлива, вводимого в цилиндр за один рабочий цикл, т. е. от нагрузки двигателя. С увеличением нагрузки двигателя увеличивается ρ . С уменьшением ρ увеличивается термический КПД двигателя.

Поскольку $\rho > 1$ и $k > 1$, а при этом числитель второго члена с увеличением ρ возрастает больше, чем знаменатель. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки двигателя термический КПД цикла уменьшается.

10.4. Цикл Тринклера

Анализируя циклы Отто и Дизеля, можно прийти к заключению, что было бы целесообразным построить цикл таким образом, чтобы подвод теплоты в нем происходил бы сначала при $v = \text{const}$, а затем, когда давление дойдет до поставленного предела, подвод теплоты продолжался бы при $P = \text{const}$. Таким образом, в заданном пределе механических напряжений будет максимально использован более выгодный процесс подвода теплоты при постоянном объеме.

По такому циклу, носящему название цикла Тринклера (рис. 10.3), работают современные бескомпрессорные дизели.

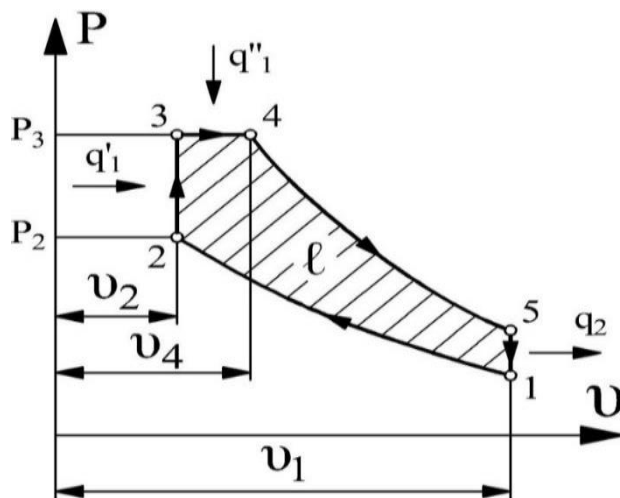


Рисунок 10.3 – Термодинамический цикл бескомпрессорного дизеля, работающего по циклу Тринклера

В этом цикле адиабата 1–2 соответствует сжатию в цилиндре чистого воздуха с повышением его температуры выше температуры самовоспламенения топлива. Изохора 2–3 соответствует практически мгновенному сгоранию первой части порции топлива, поступающей в цилиндр в мелкодисперсном виде и уже успевшей к моменту самовоспламенения образовать с частью воздуха горючую смесь. Изобара 3–4 соответствует горению остальной части порции топлива, сгорающей постепенно по мере поступления его из форсунки.

Адиабата 4–5 соответствует расширению продуктов сгорания, а изохора 5–1, как и в цикле Дизеля, смене рабочего тела.

К основным характеристикам цикла Тринклера относятся, помимо степени сжатия ε и степени предварительного расширения ρ , еще и степень повышения давления $\lambda = p_3/p_2$.

Термический КПД цикла Тринклера:

$$\eta_{\text{Тринклера}} = 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{(\lambda-1) + k \lambda (\rho-1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Легко заметить, что выражения для термических КПД циклов Дизеля и Отто являются частными случаями этого более общего выражения.

Действительно, если $\lambda=1$, то из него получится формула для термического КПД цикла Дизеля, а при $\rho = 1$ – формула для термического КПД цикла Отто.

Глава 11. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

11.1. Паросиловая установка

Современная стационарная теплоэнергетика базируется в основном на паросиловых (паротурбинных) установках.

Паросиловая установка – это совокупность устройств, в которых протекают процессы преобразования теплоты, полученной от сгорания топлива, в механическую работу или электрическую энергию. Все паросиловые установки (тепловые электрические станции) работают на органическом топливе (природном газе, мазуте или угольной пыли). Рабочим телом служит, чаще всего, перегретый водяной пар, который получается из питательной воды, подаваемой в паровой котел.

Рассмотрим схему простейшей паросиловой установки (рис. 11.1), работающей по циклу Ренкина и предназначенной для получения электрической энергии.

Паровой котел представляет собой устройство, в котором производится сжигание топлива, и теплота образующихся газообразных продуктов сгорания используется для превращения поступающей в него воды в перегретый (или насыщенный) пар. Паровым двигателем обычно служит паровая турбина, которая является основным элементом всей установки. В паровой турбине потенциальная энергия пара используется для совершения полезной работы. Большая часть этой работы затрачивается на вращение ротора электрического генератора.

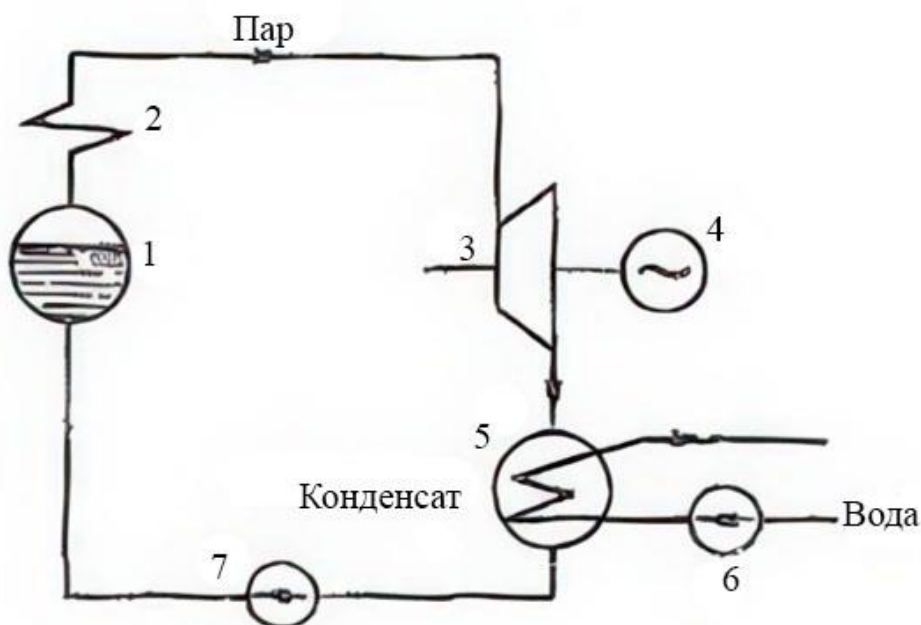


Рисунок 11.1 – Принципиальная схема паротурбинной установки:

1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина;
4 – электрический генератор; 5 – конденсатор; 6 – циркуляционный водяной насос; 7 – конденсатный насос

Конденсатор представляет собой трубчатый теплообменник, внутренняя поверхность трубок которого охлаждается циркуляционной водой, за счет чего на их наружной поверхности происходит конденсация отработавшего пара. Скапливающийся внизу конденсат откачивается конденсатным насосом, который повышает его давление до необходимой величины и подает обратно в котел. Для этого обычно применяются центробежные насосы, как наиболее компактные и простые.

Следует заметить, что в реальных установках после насоса всегда предусматривается деаэратор с питательным баком, запас воды в котором дает возможность изменять мощность установки, а затем устанавливается еще один насос (питательный), подающий питательную воду из бака в паровой котел. Имеется и другое оборудование в установке (например, регенеративные подогреватели низкого и высокого давления). Однако для термодинамического анализа работы паросиловой установки это обстоятельство несущественно, поскольку оно не влияет на характер самого цикла.

11.2. Цикл Ренкина

Цикл Ренкина (рис. 11.2) состоит из следующих процессов во всех трех диаграммах водяного пара: адиабатного процесса 1–2, соответствующего расширению пара в паровой турбине; изобарно-изотермического процесса 2–3 – процесса конденсации отработавшего пара в конденсаторе; адиабатного процесса 3–4 – процесса повышения давления воды в насосе; изобарного процесса 4–5–6–1, соответствующего парообразованию в котле. При этом на участке 4–5 осуществляется нагрев воды до температуры кипения, на изобарно-изотермическом участке 5–6 происходит превращение кипящей воды в сухой насыщенный пар, а на участке 6–1 – перегрев пара в пароперегревателе.

На $P-v$ – диаграмме показаны: площадь 1–2–8–7–1 соответствует технической работе паровой турбины ℓ_T ; площадь 3–4–7–8–3 – обозначает техническую работу, затраченную на привод насоса ℓ_H ; площадь цикла 1–2–3–4–1 – их разность, т. е. полезную работу цикла ℓ_0 , совершаемую над внешним объектом (генератором).

На $T-S$ –диаграмме показаны: площадь 4–5–6–1–7–8–4 изображает теплоту q_1 , полученную рабочим телом от горячего источника (газообразных продуктов сгорания); площадь 2–3–8–7–2 представляет теплоту q_2 , отдаваемую рабочим телом холодному теплоприемнику (циркуляционной воде в конденсаторе); площадь цикла 1–2–3–4–5–6–1 – обозначает их разность $q = q_1 - q_2$, т. е. полезную теплоту, превращенную в полезную работу ℓ_0 .

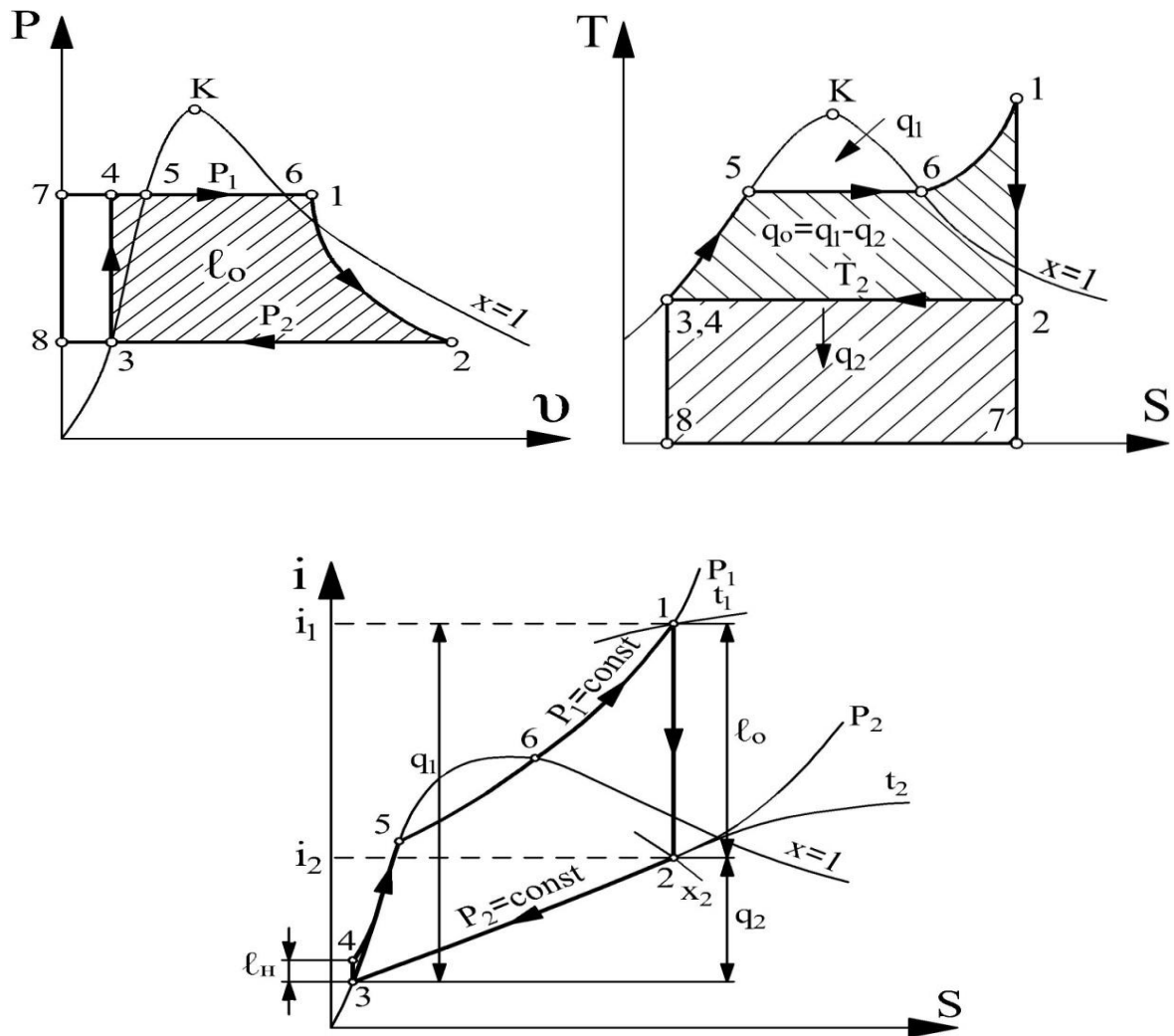


Рисунок 11.2 – Цикл Ренкина в $P-v$ -, $T-S$ - и $i-s$ - диаграммах водяного пара

11.3. Термический КПД цикла Ренкина

Термический КПД любого цикла и в том числе цикла Ренкина определяется из выражения

$$\eta_t^R = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

На $i-s$ - диаграмме водяного пара количество подводимой теплоты q_1 в изобарном процессе 3–5–6–1 вычисляется через разность энтальпий, т. е. $q_1 = i_1 - i_3$. Отведенная теплота в процессе 2–3 происходит при $P_2 = \text{const}$ и равна

$$q_2 = i_2 - i_3.$$

Обозначая энтальпию конденсата i_3 через i'_2 , т. к. они равны, получаем окончательно формулу для вычисления термического КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t^R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2},$$

где i_1 и i_2 – энтальпии поступающего и отработавшего в турбине водяного пара, определяемые по i - s -диаграмме или по термодинамическим таблицам воды и водяного пара. При этом энтальпия i_1 определяется по таблицам перегретого пара, а энтальпия конденсата i'_2 , находится по таблицам сухого насыщенного водяного пара.

Из формулы видно, что КПД идеального цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины i_1 и после нее и энтальпией конденсата i'_2 , находящегося при температуре кипения t_2 . В свою очередь, эти значения определяются следующими параметрами цикла: давлением P_1 и температурой t_1 перегретого пара перед турбиной, давлением влажного пара P_2 (т. е. в конденсаторе), а также степенью сухости влажного пара за турбиной.

Помимо термического КПД показателем эффективности цикла Ренкина может служить теоретический удельный расход пара, т. е. количество пара, теоретически расходуемого на единицу полученной электрической энергии.

Величина теоретического удельного расхода пара определяется по уравнению, кг/ (кВт·ч),

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}.$$

11.4. Мощность и энергетические потери паротурбинных установок

Рассмотрим потери энергии в реальной паросиловой установке, работающей по циклу Ренкина. При этом будем считать, что в качестве двигателя используется паровая турбина и совершаемая ею работа затрачивается на привод электрического генератора.

Теоретическая мощность такой установки, кВт, выражается формулой

$$N_T = D \ell_0 = D (i_1 - i_2),$$

где D – расход пара на турбину, кг/с; ℓ_0 – теоретическая полезная работа, кДж/кг; $i_1 - i_2 = h_0$ – располагаемый теплоперепад, кДж/кг.

В реальных установках эта мощность никогда не достигается из-за наличия ряда энергетических потерь. Основной из них является *тепловая потеря*, связанная с трением в потоке пара при прохождении им через проточную часть турбины. Работа трения превращается в теплоту, которая усваивается паром. В результате этого при том же конечном давлении энтальпия пара $i_{2д}$ на выходе из реальной турбины получается большей, чем у идеальной турбины i_2 . По аналогии с величиной h_0 ; $i_1 - i_2$ называемой располагаемым теплоперепадом, величина $h_i = i_1 - i_{2д}$ называется использованным теплоперепадом.

Отношение действительной работы пара в турбине ℓ_i к теоретической ℓ_0 , характеризующее тепловое совершенство ее, называется *внутренним относительным КПД турбины*:

$$\eta_{oi} = \frac{\ell_i}{\ell_0} = \frac{h_i}{h_0} = \frac{i_1 - i_{2д}}{i_1 - i_2}.$$

Очевидно, что $h_i = \eta_{oi} h_0$.

Зная величину η_{oi} , на i -s – диаграмме легко найти точку 2_д. Для этого нужно от точки 2 отложить вверх отрезок, соответствующий потере на трение, и провести горизонталь до пересечения с изобарой P_2 (рис. 11.3).

$$h_{\text{TOT}} = h_0 (1 - \eta_{oi}),$$

Тогда действительная мощность турбины, кВт, составит

$$N_i = D(i_1 - i_{2D}) = \eta_{oi} N_T.$$

Таким образом, внутренний относительный КПД турбины характеризует потерю мощности турбины из-за необратимости расширения пара.

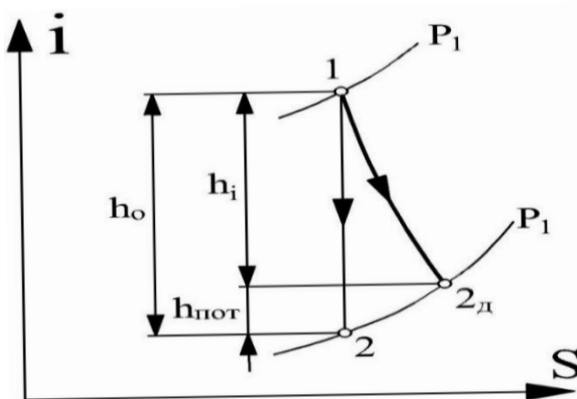


Рисунок 11.3 – Теоретический (адиабата 1–2) и действительный (политропа 1–2 д) процессы расширения пара в паровой турбине

Кроме того, в турбогенераторе имеют место механические потери, связанные с трением вала в подшипниках, и потери в генераторе.

Эти суммарные потери оцениваются *относительным электрическим* КПД

$$\eta_{03} = \eta_{oi} \eta_M \eta_\Gamma.$$

Для полной характеристики экономичности всей паросиловой установки следует учесть тепловые потери в котельном агрегате, оцениваемые с помощью КПД:

$$\eta_K = \frac{D(i_1 - i_{\text{пит}})}{B Q_H^P},$$

где D – расход пара на паровой котел, кг/с; $i_1, i_{\text{пит}}$ – энтальпии перегретого пара и питательной воды, кДж/кг; B – расход топлива на паровой котел, кг/с; $Q_{\text{н}}^{\text{Р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

Тогда КПД *всей паросиловой установки*, учитывающий тепловые потери в котельном агрегате $\eta_{\text{к}}$, термодинамические потери рабочего цикла $\eta_{\text{т}}$, а также тепловые η_{oi} , механические $\eta_{\text{м}}$ и электрические потери $\eta_{\text{г}}$ в турбогенераторе, т. е. все потери паросиловой установки, составят:

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

Расход топлива на установку, кг/с, может быть определен по формуле:

$$B = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{уст}}},$$

где $N_{\text{э}}$ – электрическая мощность установки, кВт:

$$N_{\text{э}} = N_{\text{Т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

В конденсационных паротурбинных установках степень использования теплоты может достигать лишь 45–47 %. При максимальных начальных параметрах и наиболее глубоком вакууме в конденсаторе потери теплоты составляют 55–53 % всей теплоты, сообщенной рабочему телу в котельном агрегате, а во всех других случаях они еще больше. Наиболее экономичным является цикл Ренкина, осуществляемый при максимально допустимых начальных параметрах пара и максимально допустимом вакууме в конденсаторе ($P_2 = 4$ кПа).

Паротурбинные энергетические установки, реализующие наивыгоднейшие параметры пара, обеспечивают термический КПД не выше 0,45–0,47, а с учетом КПД парового котла, механических и электрических потерь, фактический КПД установки, работающей по циклу Ренкина, не превышает 0,30–0,35.

Степенью использования теплоты называется отношение всей использованной теплоты (в виде механической и тепловой энергии) к количеству теплоты, затраченной на образование пара.

Очевидно, что

$$k_{\text{и}} = \frac{\ell + q_2}{q_1},$$

где ℓ – теплота, превращенная в работу; q_2 – теплота, переданная потребителю; q_1 – подведенная теплота.

Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии осуществляется по **теплофикационному циклу**.

Теплофикационный цикл – цикл, в котором пар отбирается из турбины при повышенном давлении и используется как греющая среда (при ухудшении вакуума в конденсаторе).

В чисто конденсационных установках степень использования теплоты составляет 52–53 %. В теоретическом цикле комбинированной выработки электроэнергии и теплоты (иначе говоря, при выработке электроэнергии на базе теплового потребления) степень использования теплоты составляет 100 %.

Из сравнения этих показателей следует, что комбинированная выработка электрической и тепловой энергии имеет огромное преимущество, по сравнению с отдельной их выработкой на конденсационных электростанциях и в котельных.

11.5. Способы повышения КПД цикла Ренкина

Способы повышения КПД цикла Ренкина следующие:

1) *Одновременное повышение начальных параметров пара* (давления и температуры) до максимальных значений и снижение конечного давления пара в конденсаторе до минимума.

Перевод работы паротурбинной установки со средних начальных параметров на высокие параметры позволяет повысить термический КПД цикла Ренкина на 10–14 %.

Повышение начальных параметров пара определяется уровнем развития металлургии, поставляющей металлы для котлов и турбин. Получение пара с температурой 535–565 °С стало возможным благодаря применению низколегированных сталей, из которых изготавливаются пароперегреватели и горячие части турбин. Переход на более высокие параметры (580–650 °С) требует применения дорогостоящих высоколегированных (аустенитных) сталей.

С увеличением начального давления пара и уменьшением его удельного объема уменьшаются габариты установок и диаметры паропроводов. В крупных стационарных установках давление пара поднимают до 30 МПа. Однако при этом паротурбинные энергетические установки (ПТЭУ) обеспечивают степень использования теплоты не выше 0,45–0,47.

При уменьшении давления пара P_2 за турбиной уменьшается средняя температура отвода теплоты в цикле t_2 , а средняя температура подвода теплоты меняется мало. Поэтому, чем меньше давление пара за турбиной, тем выше КПД паросиловой установки.

Давление пара за турбиной определяется температурой охлаждающей циркуляционной воды, прокачиваемой через конденсатор турбины. Температура насыщенного пара в конденсаторе составляет обычно 25–35 °С, а абсолютное давление этого пара P_2 соответственно 3–5 кПа. Повышение КПД цикла за счет дальнейшего снижения P_2 практически невозможно из-за отсутствия естественных охладителей с более низкой температурой;

2) *Регенеративный подогрев питательной воды.*

Подогрев питательной воды осуществляется теплотой пара, отбираемого между ступенями турбин. Для этой цели на тепловых станциях обычно используются три регенеративных подогревателя высокого давления (ПВД) и три подогревателя низкого давления (ПНД). При этом степень использования теплоты повышается на 10–13 % по сравнению с циклом Ренкина;

3) *Применение промежуточного перегрева пара.*

С этой целью между каждыми двумя цилиндрами паровой турбины пар направляется обратно в котельный агрегат и подвергается дополнительному перегреву в специальном пароперегревателе. Обычно при этом удается повысить КПД на 2–4 % по сравнению с КПД цикла Ренкина для тех же параметров. Кроме того, одновременно с этим уменьшается конечная влажность пара в конце процесса расширения с 16 до 5 %, что благоприятно сказывается на долговечности и надежности работы установки;

4) *Применение бинарных циклов*, в которых для выработки электроэнергии используются два рабочих тела и две турбины (паровая и газовая). Применение парогазовых циклов позволяет повысить общий КПД установки до 0,55–0,6. Такие парогазовые установки находят все более широкое применение. Особенно возрастает их значение, когда будет решена проблема создания высокотемпературной газовой турбины, которая сможет работать на газе с температурой 1000 °С;

5) *Работа паротурбинных установок по теплофикационному циклу*. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ позволяет доводить степень использования теплоты топлива фактически до 0,55–0,6.

11.6. Теплофикационный цикл

Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты называется *теплофикацией*. Тепловые электростанции, на которых производится такая выработка, называются **теплоэлектроцентралями** (ТЭЦ), а **паровые турбины**, установленные на ТЭЦ для этой цели, называются **теплофикационными**. Эти турбины имеют специальные конструкции.

В нашей стране впервые в мире на теплоэлектроцентралях осуществлено производство тепловой и электрической энергии в одной установке. В таких установках конденсация пара после паровой турбины обеспечивается в устройствах для подогрева воды, идущей в тепловые сети для обогрева промышленных и жилых зданий. Степень использования теплоты при этом составляет 0,6–0,8.

На современных тепловых электростанциях, вырабатывающих только электроэнергию, давление в конденсаторе составляет 3–5 кПа. При этих давлениях конденсация пара происходит при температурах 24–33°С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал (20–25°С) и непосредственно не может быть использована для производственных и бытовых нужд. Термический КПД конденсационного цикла паросиловой установки составляет около 50 %. Пятьдесят процентов теплоты топлива теряется в конденсаторах. Чтобы использовать теплоту, отдаваемую конденсирующимся паром, нужно повысить его температуру, т. е. поднять давление пара в конденсаторе. Это приведет к некоторому уменьшению выработки электроэнергии при той же затрате топлива. Но в этом случае можно дополнительно получить большое количество теплоты для технологических и бытовых нужд и этим повысить эффективность использования теплоты топлива.

Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется горячая вода и пар (для производственных цехов) с различными параметрами, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов: с ухудшенным вакуумом, с противодавлением, с регулируемым производственным и теплофикационным отбором пара.

На рисунке 11.4 представлен цикл теплофикационной паротурбинной установки (ПТУ) в T - s -диаграмме. На этом рисунке цифрами 1–2'–3'–4–5–1 обозначен цикл паротурбинной установки, вырабатывающей только

электроэнергию с низким давлением в конденсаторе порядка 3–5 кПа и температурой 28–33 °С.

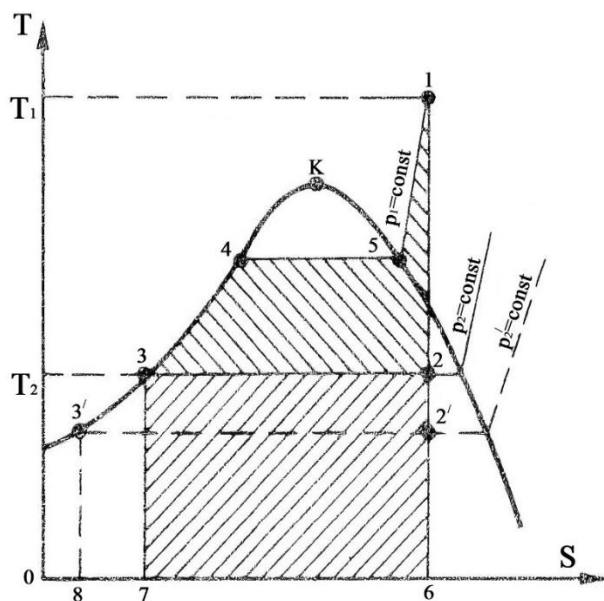


Рисунок 11.4 – Цикл теплофикационной паротурбинной установки в T - S -диаграмме

Цикл 1–2–3–4–5–1 является теплофикационным с повышенным давлением в конденсаторе или с противодавлением, когда нет конденсатора, а давление на выходе турбины выше атмосферного.

В конденсационном цикле ПТУ полезная удельная работа изображается площадью 1–2'–3'–4–5–1. Теплота, отданная охлаждающей воде в конденсаторе, изображается площадью 2'–3'–8–6–2'.

В теплофикационном цикле полезная работа меньше, чем в конденсационном, она изображается площадью 1–2–3–4–5–1, но в этом случае полезно используется теплота в виде площади 2–3–7–6–2.

Эффективность использования теплоты топлива на ТЭЦ выражается не термическим КПД, а коэффициентом использования теплоты $k_{и}$, который представляет отношение суммы полезной работы цикла ℓ и теплоты q_2 , отданной внешнему потребителю, к количеству теплоты q_1 , подведенной к циклу,

$$k_{и} = \frac{\ell + q_2}{q_1} = \frac{N + Q}{B \cdot Q_n^p},$$

где N – электрическая мощность паротурбинной установки; Q – количество теплоты, отданной внешнему потребителю; B – часовой расход топлива; Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива.

Наиболее высокий коэффициент $k_{и}$ имеют ТЭЦ, на которых установлены турбины с противодавлением (рис. 11.5, а).

Другими величинами, характеризующими работу ТЭЦ, являются коэффициент теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$ и удельная выработка электроэнергии на

тепловом потреблении $\mathcal{E}_T$. Под коэффициентом теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$ понимается доля тепловой нагрузки ТЭЦ, покрываемой теплотой из отборов турбин,

$$\alpha_{ТЭЦ} = \sum \frac{Q_{отб}^{турб}}{Q_{пр}},$$

где $\sum Q_{отб}^{турб}$ – суммарный возможный часовой отпуск теплоты из отборов (или противодавлений) турбин, установленных на ТЭЦ; $Q_{пр}$ – присоединенная нагрузка.

В идеальном цикле Ренкина удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}_T$ определяется из безразмерного соотношения

$$\mathcal{E}_T = \frac{i_1 - i_{отб}}{i_{отб} - i_{в.к}},$$

где i_1 , $i_{отб}$ – энтальпия пара перед турбиной и в отборе (или противодавлении) турбины; $i_{в.к}$ – энтальпия возвращаемого конденсата.

Для получения размерного значения $\mathcal{E}_T$ надо его безразмерное значение умножить на размерный коэффициент:

$$10^6 / 860 = 273 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{ГДж}.$$

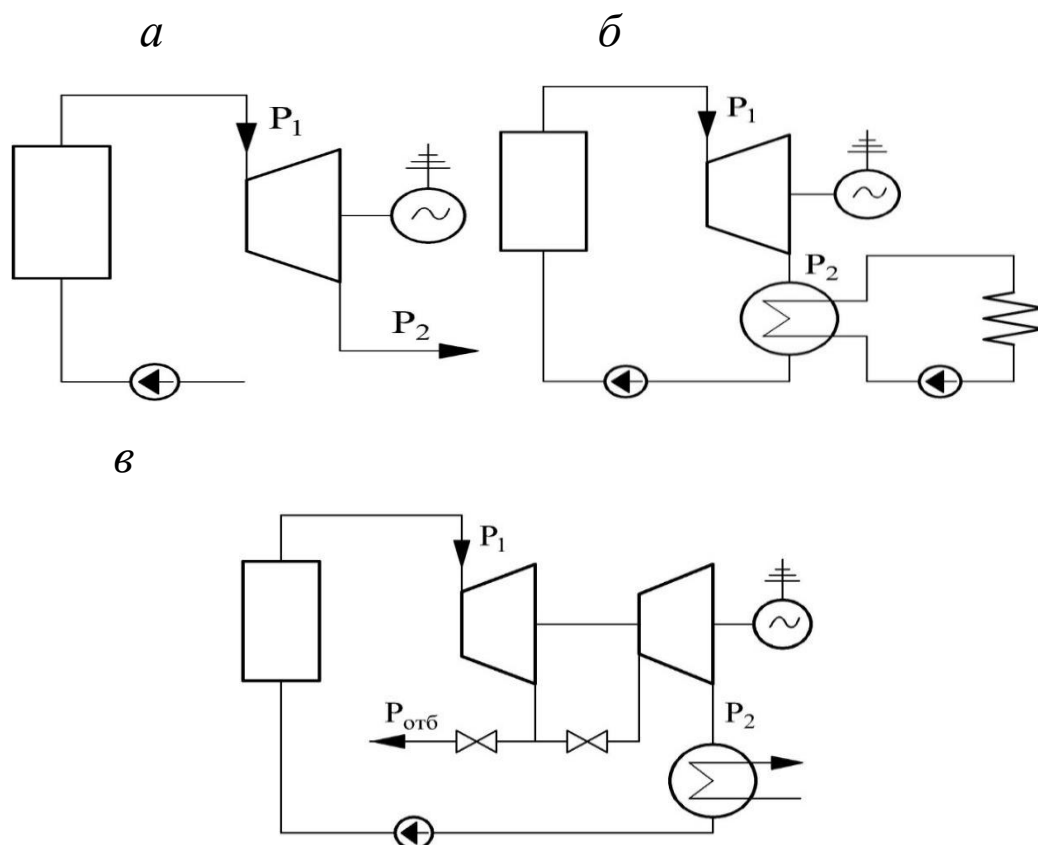


Рисунок 11.5 – Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии с использованием теплофикационных турбин:

а – с противодавлением; *б* – с ухудшенным вакуумом; *в* – с одним регулируемым отбором пара $P_{отб}$

11.7. Регенеративный цикл паротурбинной установки

Термический КПД цикла Ренкина на насыщенном паре можно сделать равным КПД цикла Карно, если обратить его в **регенеративный цикл**. Для этого необходимо в цикле паротурбинной установки на насыщенном паре (рис. 11.6) заменить адиабату расширения 6–11 на политропу 6–2, эквидистантную линии нагрева воды на участке 3–5. При этом в процессе расширения пара по политропе 6–2 от пара отнимается теплота, равная площади 6–2–10–9–6, которая направляется на нагрев воды в процессе 3–5 (равновеликая пл. 5–3–7–8–5). Получили цикл с идеальной регенерацией теплоты. Цикл 6–11–4–5–6 является циклом Карно, цикл 6–2–3–5–6 является регенеративным циклом. Количество теплоты, подведенной как к одному (площадь 5–6–9–8–5), так и ко второму циклу, одинаковое:

$$q_1 = q_{1p} = q_{1k}.$$

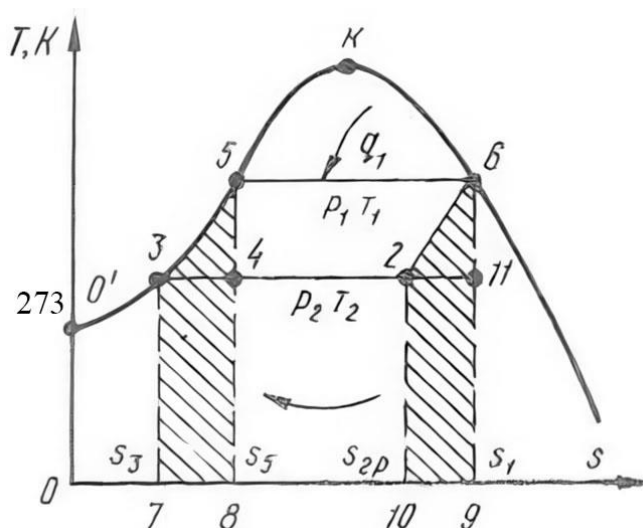


Рисунок 11.6 – Графическое изображение регенеративного цикла

Количество отводимой теплоты q_2 равно количеству теплоты в цикле Карно q_{2k} и изображается площадью 11–4–8–9–11. Так как политропа 6–2 эквидистантна политропе 5–3, то отрезок 2–11 равен отрезку 3–4 и, следовательно,

$$q_{2k} = q_{2p},$$

т. е. площадь 2–3–7–10–2 равна площади 11–4–8–9–11.

Таким образом, КПД регенеративного цикла равен КПД цикла Карно. Практически в полной мере осуществить регенеративный цикл невозможно, так как нельзя обеспечить непрерывный отвод теплоты в процессе 6–2.

Регенеративный цикл широко применяется в паротурбинных установках. В нем подогрев питательной воды производится лишь некоторым количеством пара, отбираемым из ступеней турбины после его расширения. Этот пар

направляется в подогреватели низкого и высокого давления, в которых происходит последовательный подогрев питательной воды, направляемой в паровой котел (рис. 11.7).

Применение регенерации позволяет повысить КПД паротурбинной установки на 8–12 %, уменьшить расход пара через последние ступени турбины и ее металлоемкость, изменить функции отдельных элементов парового котла.

Термический КПД цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2(S_{2p} - S_3)}{i_1 - i_5},$$

где i_1 – энтальпия перегретого пара, поступающего в паровую турбину; T_2 – абсолютная температура влажного пара в точке 2; S_{2p} , S_3 – энтропии пара и питательной воды соответственно в точках 2 и 3 (рис. 11.6); i_5 – энтальпия подогретой питательной воды.

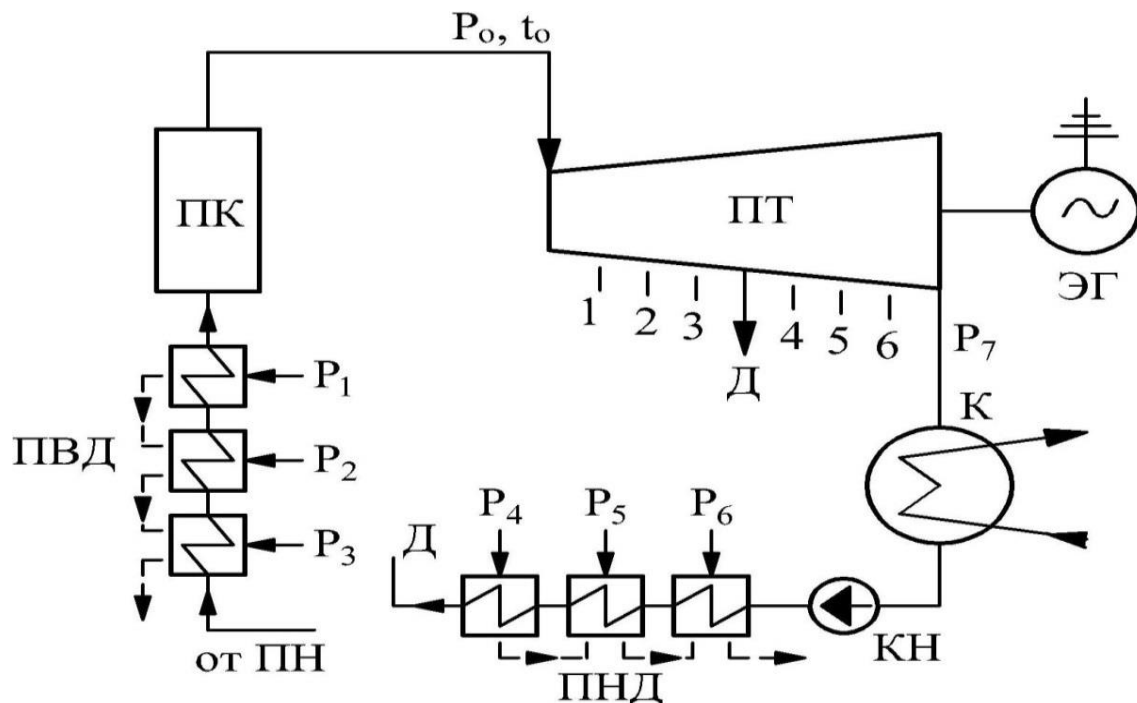


Рисунок 11.7 – Регенеративный подогрев питательной воды в трех подогревателях низкого давления (ПНД) и трех подогревателях высокого давления (ПВД) за счет пара, отбираемого из отборов паровой турбины: ПТ – паровая турбина; ПК – паровой котел; ЭГ – электрический генератор; Д – деаэратор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – отборы пара из турбины; $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ – давление пара в отборах турбины

Глава 12. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

12.1. Газотурбинная установка

Схема простейшей газотурбинной установки (ГТУ) и цикл ГТУ в T - S — диаграмме представлены на рисунке 12.1.

Схема газотурбинной установки включает следующие элементы: насос, подающий топливо; камеру сгорания топлива; воздушный компрессор; газовую турбину и генератор электрического тока.

Компрессор с пусковым двигателем, газовая турбина и электрогенератор располагаются на одном валу. Цикл ГТУ состоит из двух адиабат 1–2 и 3–4 и двух изобар 2–3 и 4–1. В рабочем состоянии процессы протекают следующим образом: компрессор всасывает воздух из атмосферы при давлении P_1 и температуре T_1 (точка 1) и сжимает его до состояния точки 2. При этом его температура и давление повышаются до T_2 и P_2 в адиабатном процессе сжатия 1–2. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания, куда подается жидкое или газообразное топливо, которое непрерывно горит при постоянном давлении P_2 . При этом температура воздуха увеличивается с T_2 до T_3 в изобарном процессе горения 2–3.

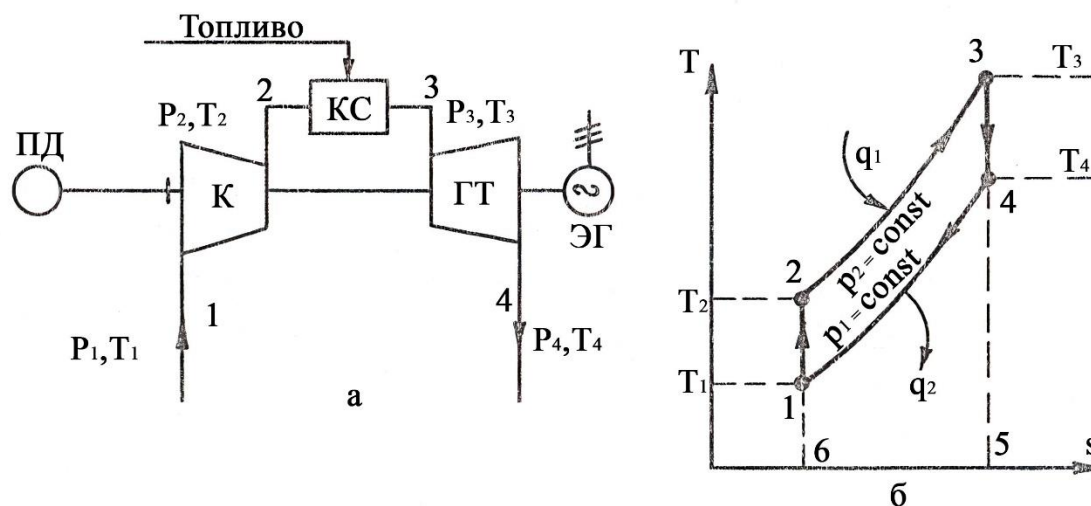


Рисунок 12.1 – Цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении:

а – принципиальная схема; б – термодинамический цикл ГТУ; К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель

Продукты сгорания (в состоянии точки 3) поступают в газовую турбину, в которой они расширяются по адиабате 3–4 и совершают работу ℓ_T . Продукты сгорания в состоянии точки 4 выбрасываются в атмосферу, где при постоянном давлении P_1 охлаждаются до температуры T_1 в изобарическом процессе 4–1.

Работа, совершаемая турбиной, частично расходуется на привод компрессора, остальная ее часть отдается электрическому генератору.

Количество теплоты, подведенной к циклу, определяется по формуле:

$$q_1 = \int_{T_2}^{T_3} c_p = c_p (T_3 - T_2)$$

в виде площади 2–3–5–6–2 и количество теплоты, отданной холодному теплоприемнику,

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1)$$

равно площади 4–1–6–5–4.

Полезно использованная теплота в цикле вычисляется по уравнению:

$$\begin{aligned} q &= q_1 - q_2 = \ell = c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] = \\ &= (i_3 - i_4) - (i_2 - i_1), \end{aligned}$$

равно площади 1–2–3–4–1.

Термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}.$$

Из рассмотрения адиабатных процессов 1–2 и 3–4 можно написать

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \pi^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{k-1},$$

$$\text{но } \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1},$$

тогда имеем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Термический КПД газотурбинной установки, работающей по циклу при $P = \text{const}$, зависит только от **степени сжатия** $\varepsilon = \frac{p_1}{p_2}$ или **степени повышения давления** $\pi = \frac{p_2}{p_1}$

12.2. Газотурбинная установка с регенерацией теплоты

Простейшая газотурбинная установка (ГТУ) с регенерацией теплоты представляет собой установку, в которой воздух перед входом в камеру сгорания подогревается газами, выходящими из газовой турбины. Это позволяет уменьшить расход топлива. Пластинчатые теплообменники с профильными пластинами, разработанные кафедрой промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна, применяются в газотурбинных установках, а также в котельных установках и системах вентиляции и кондиционирования.

12.3. Парогазовая установка

Комбинированные установки, в которых одновременно используются два рабочих тела (газ и пар), называются **парогазовыми установками** (ПГУ). Парогазовые установки представляют объединение паротурбинной установки (ПТУ) с газотурбинной установкой (ГТУ), в силу этого обеспечивается повышение КПД таких установок по сравнению с установками, из которых они составлены. Существуют две основные схемы ПГУ: с высоконапорными парогенераторами (ВПГ) и со сбросом газов из газовой турбины в паровой котел.

Простейшая схема парогазовой установки показана на рисунке 12.2, а её цикл изображен на рисунке 12.3.

Горячие газы, уходящие из газовой турбины после совершения в ней работы, охлаждаются в подогревателе, нагревая питательную воду, поступающую в паровой котел. В результате уменьшается расход топлива на получение пара в котле, что приводит к повышению эффективности комбинированного цикла по сравнению с этими же циклами, осуществляемыми отдельно.

Мощности и параметры газотурбинной и паротурбинной установок выбираются таким образом, чтобы количество теплоты, отданной газами в подогревателе, равнялось количеству теплоты, воспринятому питательной водой. Это определяет соотношение между расходами газа и воды через подогреватель. Цикл комбинированной установки строится для 1 кг водяного пара и соответствующего количества газа, приходящегося на 1 кг воды.

В цикле газотурбинной установки подводится теплота, равная площади 1–б–д–5–1, и получается полезная работа $\ell_{ц,г}$, равная площади 1–2–3–5–1. В цикле паротурбинной установки при его раздельном осуществлении количество подведенной теплоты равно площади 6–е–в–8–9–10–6, а полезная работа $\ell_{ц,п}$ равна площади 6–7–8–9–10–6.

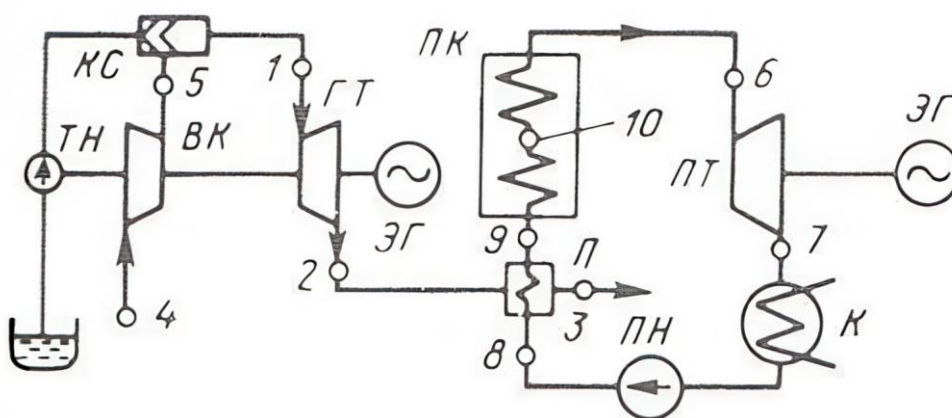


Рисунок 12.2 – Схема простейшей парогазовой установки:

ГТ – газовая турбина; ЭГ – электродвигатель; ПК – паровой котёл;
ПН – питательный насос; К – конденсатор; ПТ – паровая турбина;
ВК – воздушный компрессор; КС – камера сгорания; ТН – топливный насос;
П – подогреватель

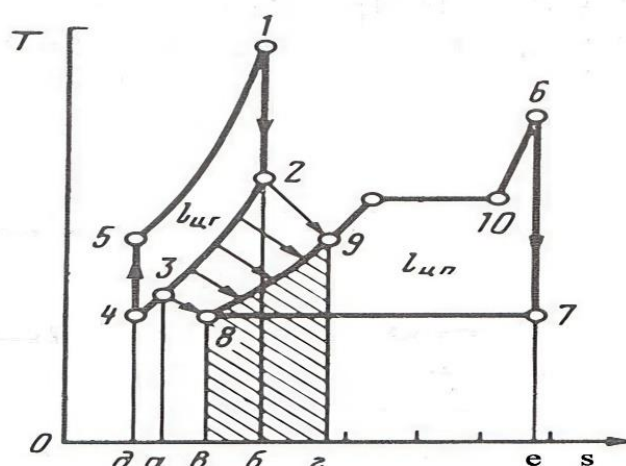


Рисунок 12.3 – Цикл парогазовой установки с регенерацией теплоты

Теплота газов, отработавших в турбине, равная площади 2–б–д–4–2, при раздельном осуществлении обоих циклов выбрасывается в атмосферу.

Теплота, выделяющаяся при охлаждении газов по линии 2–3, изображается площадью 2–б–α–3–2. Эта теплота не выбрасывается в атмосферу, а используется на подогрев питательной воды в подогревателе (по линии 8–9).

Теплота, затрачиваемая на образование пара в котле, уменьшается на количество, равное заштрихованной площади 9–г–в–8–9, а эффективность комбинированного цикла увеличивается, так как суммарная полезная работа обоих циклов ($\ell_{ц.г} + \ell_{ц.п}$) одинакова при совместном и раздельном их осуществлении.

Глава 13. ЦИКЛ АЛЛАМА

В Техасе запущена первая в мире экологически чистая электростанция мощностью 50 МВт с низкой себестоимостью производства электроэнергии из природного газа, использующая так называемый цикл Аллама. Циклическая технология Родни Аллама сулит будущее электростанций, работающих на ископаемом топливе без вредных выбросов. Следующим этапом развития станет полноценная ТЭС мощностью 300 МВт.

Принцип действия установки следующий (рис. 13,1 и 13,2): природный газ сжигается в камере сгорания с чистым кислородом под высоким давлением, а получившийся в результате реакции рабочее тело диоксид углерода (CO_2), затем по замкнутому контуру проходит через специальную турбину, работающую на углекислом газе, и возвращается обратно в процесс. Получившиеся побочные продукты после совершения работы в турбине, в основном жидкая вода и CO_2 , возвращаются обратно в процесс.

В цикле рабочим телом служит выделяющаяся при сгорании топлива практически чистая углекислота в сверхкритическом состоянии, поступающая в турбину при температуре до 1200°C и давлении более 30 МВт. После прохождения через турбину и теплообменник она снова возвращается в камеру

сгорания. Используя вместо пара scCO_2 Аллама смог избежать неэффективных фазовых переходов. Тепло остается внутри системы, что позволяет уменьшить количество топлива, необходимое для поддержания высокой температуры.

Еще одно важное отличие цикла Аллама от традиционных схем – кислородное сжиганий горючего. Для этого на входе системы устанавливается воздухоразделительная установка, выделяющая из воздуха чистый кислород, в котором и происходит сжигание ископаемого топлива – газифицированного угля или природного газа. Поскольку в реакции горения не участвует азот, то исключаются и выбросы вредных окислов. Электростанция на цикле Аллама будет производить только электричество, воду и жидкий диоксид углерода, готовый к транспортировке по трубопроводу.

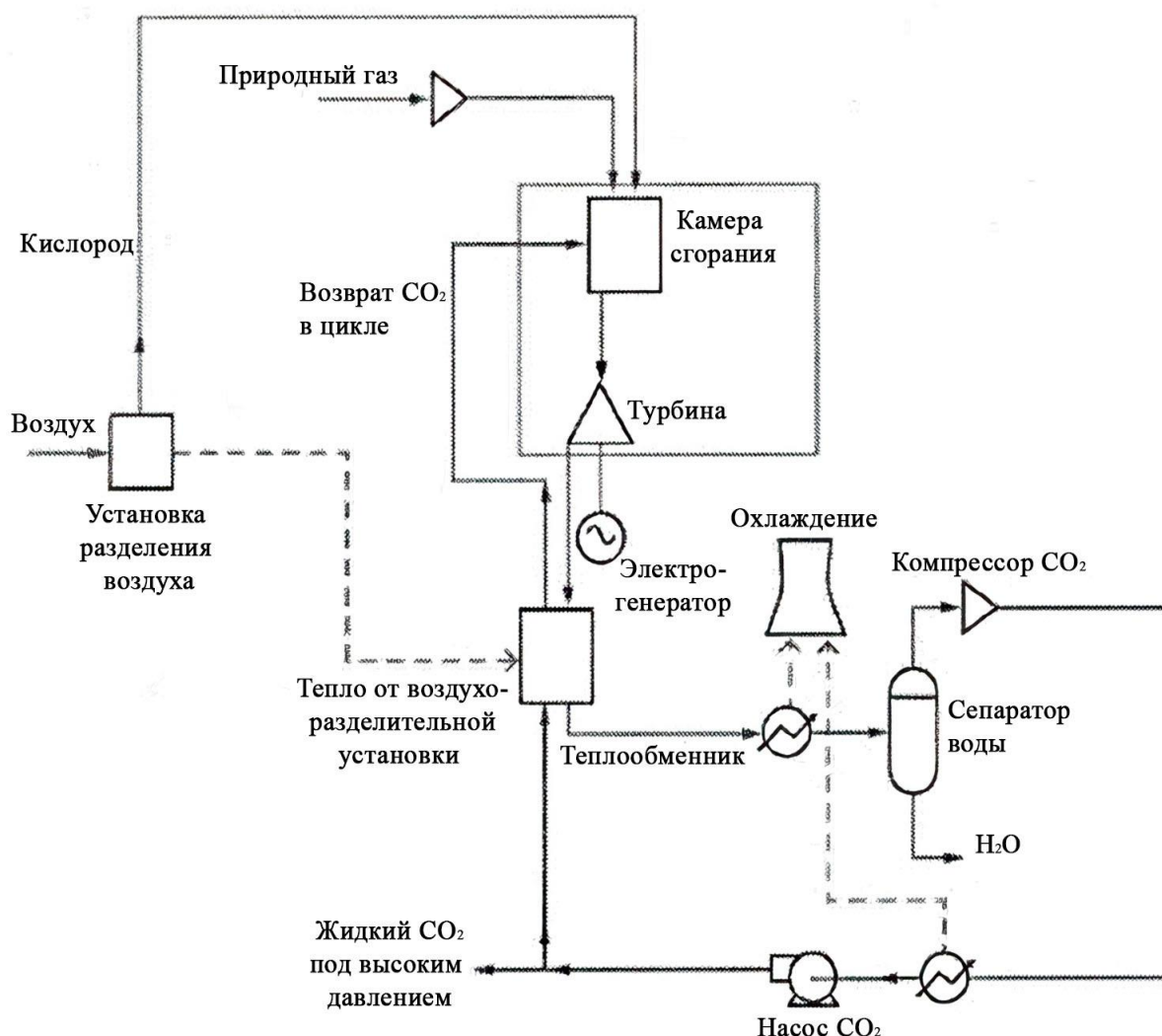


Рисунок 13.1 – Принципиальная схема электростанции, работающей по циклу Аллама на природном газе

Ключом к реализации цикла Аллама является система рекуперации тепла, устанавливаемая на выходе турбины. Выходящая из турбины двуокись углерода имеет температуру около 750°C.

В теплообменнике она охлаждается примерно до 50°C (чтобы можно было отделить воду), передавая тепло потоку входящей в камеру сгорания двуокиси углерода (под давлением 30 МПа), которая нагревается примерно до 720°C.

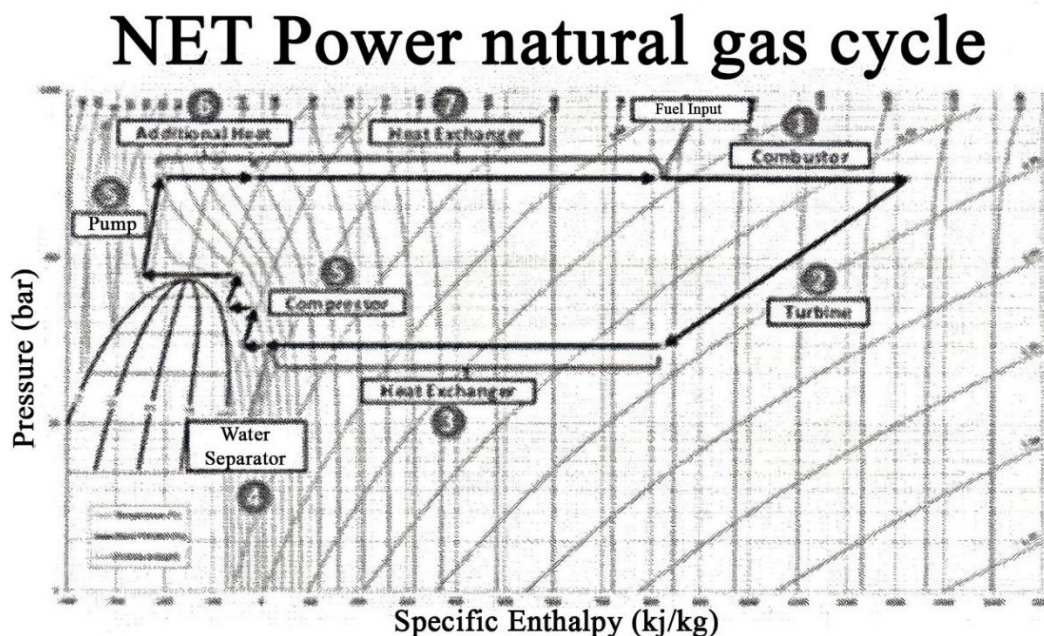


Рисунок 13.2 – Цикл Аллама в P–I-диаграмме

Ключевая особенность цикла Аллама в том, что тепло углекислоте передается сразу из двух источников: высокопотенциального, обеспечиваемого сгоранием топлива и низкопотенциального, с температурой менее 400°C. Низкопотенциальное тепло, крайне важное для обеспечения высокой эффективности, может быть получено, например, от воздухоразделительной установки, газификатора угля, солнечной энергии, другой тепловой электростанции или завода по сжижению природного газа.

Свежий **углекислый газ идет как топливо**, и углекислота постоянно выбрасывается из рабочей цепочки как чистый побочный продукт. Углекислый газ вращается внутри этой системы, рециркулируется, нагревается, сжимается, конденсируется, снова нагревается, пропускается через турбину, заставляя ее вращаться. При этом производится электроэнергия. Его рециркулируют снова в замкнутый круг. Углерод из топлива возвращается в горелки для производства углекислого газа, сжигается, и опять-таки, в чистом кислороде, и на конечной стадии, где идут охлажденные выбросы, он выходит в виде высокоочищенного углекислого газа. Так как все происходит при очень высоком давлении, получим компактную установку.

Избыток жидкой углекислоты закачивается в нефтяные скважины, которые остаются после выработки топлива, т. е. в пустоты, которые там находятся.

К недостаткам же относится то, что сверхкритическая углекислота представляет собой хотя и нейтральный, но очень сильный растворитель.

Система имеет КПД в 58,9 % и высокую степень захвата углерода – почти 100 %. Кроме того, при небольшом снижении эффективности технология может работать без воды. Такая электростанция не выбрасывает в атмосферу практически ничего: ни ртути, ни окисей азота, ни окисей серы. При этом цикл Аллама позволяет производить электроэнергию со себестоимостью 6 центов за 1 кВт·ч, что и обычные газовые турбины. Японская компания Toshiba сумела разработать и построить первую в мире газовую турбину для сверхкритической системы CO₂. Турбина имеет давление рабочей среды на входе около 30 МПа и температуру 1150°C.

Глава 14. ЦИКЛ С МГД-ГЕНЕРАТОРОМ

В настоящее время благодаря развитию техники высоких температур стала возможной и успешно осуществляется разработка принципиально нового вида теплоэнергетических устройств – установок с *магнетогидродинамическим генератором (МГД-генератором)*.

Принцип действия МГД-генератора основан на том, что при пересечении магнитного поля потоком ионизированного газа в последнем возникает электродвижущая сила, которая может быть снята с помощью электродов. Если к этим электродам подключить какое-либо электрическое сопротивление, то образуется цепь, в которой будет проходить постоянный ток. Таким образом, будет осуществлено преобразование кинетической энергии потока в электроэнергию.

Возникновение электродвижущей силы в газовом потоке объясняется тем, что ионизированный газ, называемый **плазмой**, содержит в себе свободные электроны, наличие которых и обуславливает его электропроводность. Степень ионизации плазмы тем больше, чем выше температура, причем заметную величину она приобретает лишь при температурах порядка 3000–4000°C. При еще более значительных температурах в плазме начинается **расщепление атомных ядер**, и она переходит в принципиально отличное состояние. Соответственно этому *плазма*, представляющая собой просто ионизированный газ, называется *низкотемпературной* в отличие от *высокотемпературной плазмы*, содержащей в своем составе продукты ядерного распада.

Температура, необходимая для получения плазмы с достаточно высокой степенью ионизации, зависит от физических свойств исходного газа и, с точки зрения возможностей современной техники, обычно бывает чрезмерно большой. Однако она может быть значительно снижена путем введения в газ легко ионизирующихся присадок, каковыми являются пары щелочных металлов (калия, цезия и т. д.). Так, например, для газообразных продуктов сгорания органического топлива температура может быть снижена этим способом до вполне приемлемой величины 2300–2800°C.

Простейшая схема установки с МГД-генератором, работающей на органическом топливе представлена на рисунке 14.1.

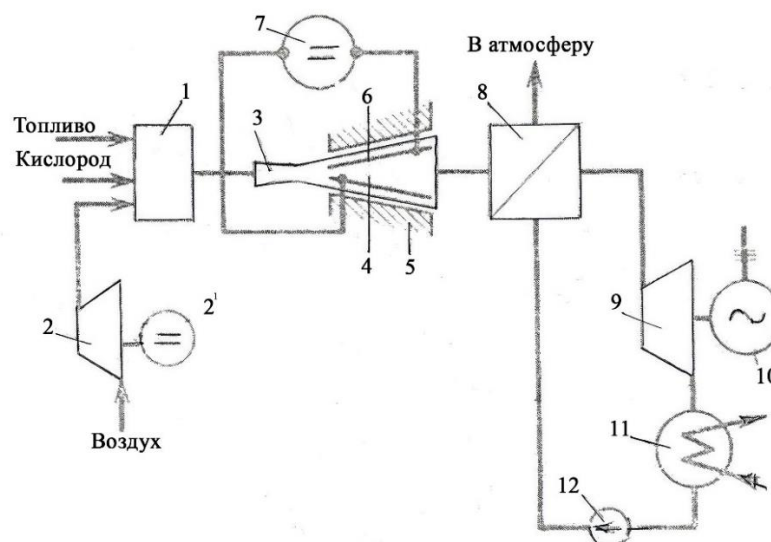


Рисунок 14.1 – Теплоэнергетическая установка с магнитогидродинамическим генератором (с МГД – генератором)

Необходимый для работы этой установки высоко ионизированный газ получается в камере сгорания 1 при давлении 0,3–0,5 МПа путем сжигания топлива. Указанное давление создается в камере сгорания компрессором 2 с приводом от электродвигателя 2', подающим в него атмосферный воздух. Для достижения необходимой температуры в камеру сгорания дополнительно подается под давлением кислород (в более сложных схемах применяется воздух с предварительным регенеративным подогревом до 1800–2000°C).

После введения ионизированных присадок продукты сгорания, перешедшие в плазменное состояние, поступают в разгонное сопло 3, где давление их снижается до атмосферного, температура – примерно до 2000°C, а скорость повышается до величины порядка 800 м/сек. С такой скоростью плазма поступает в канал МГД-генератора 4, где пересекает магнитное поле, создаваемое полюсами электромагнитов 5. При этом в ней генерируется электроэнергия, снимаемая с электродов 6 и направляемая к потребителю 7 (обычно через преобразователь постоянного тока в переменный).

По мере прохождения плазменного потока через канал МГД-генератора и отвода от него электроэнергии скорость потока уменьшается, в соответствии с чем канал выполняется расширяющимся.

Идеализируя работу установки, конечную скорость потока можно считать нулевой, что соответствует полному превращению всей кинетической энергии потока в электроэнергию.

По выходе из канала МГД-генератора газы проходят через специальный охладитель, ионизирующие присадки выпадают в виде порошка, после чего опять направляются в поток газов перед каналом.

Отходящие газы МГД-генератора используются в качестве горячего источника тепла в парогенераторе (в паровом котле) 8, где они охлаждаются до обычной температуры 150–170°C, после чего удаляются в атмосферу. Водяной

пар, получаемый в парогенераторе, используется в паровой турбине 9, которая вращает генератор переменного тока 10. Отработавший пар, как и в обычной паросиловой установке, поступает в конденсатор 11, а полученный в последнем конденсат подается конденсатным насосом 12 в парогенератор в качестве питательной воды. Таким образом, в установке осуществляется по сути дела бинарный цикл, представленный в TS-диаграмме на рисунке 14.2.

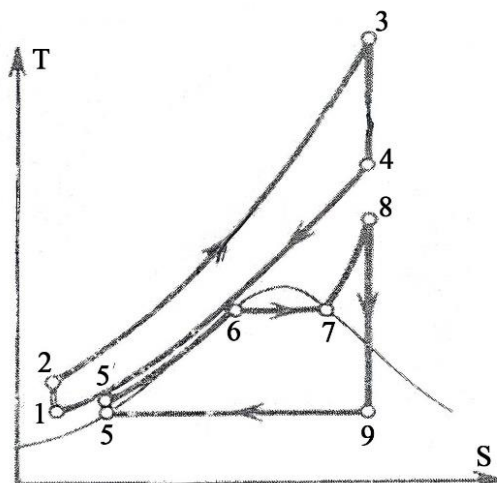


Рисунок 14.2 – Бинарный парогазовый цикл в магнетогидродинамическом генераторе (в МГД-генераторе)

В верхней ступени цикла адиабата 1-2 соответствует сжатию окислителя в компрессоре, изобара 2-3 – горению топлива в камере сгорания, адиабата 3-4 – расширению продуктов сгорания в разгонном сопле, а изобара 4-1, условно замыкающая верхнюю ступень цикла, – охлаждению отходящих газов МГД-генератора в парогенераторе. Нижняя ступень цикла представляет собой обычный цикл Ренкина.

Кратность расхода плазмы m можно определить из уравнения теплового баланса парогенератора, который имеет вид:

$$m (i_4 - i_1) = i_8 - i_5 ,$$

откуда $m = \frac{i_8 - i_5}{i_4 - i_1} .$

Термический КПД цикла всей установки в целом (без учета работы на привод насоса в нижней ступени) составляет

$$\eta_T = \frac{m [(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + i_8 - i_9}{m (i_3 - i_2)}$$

Основным преимуществом установок с МГД-генератором по сравнению с паросиловыми и газотурбинными установками является значительно более высокий температурный предел цикла. Весьма существенной особенностью МГД-генератора является отсутствие в нем движущихся частей, что и дает возможность, предусмотрев водяное и паровое охлаждение канала, использовать

в нем в качестве рабочего тела плазму указанной выше температуры. Абсолютный электрический КПД у МГД-генератора составляет порядка 55 %, что намного больше, чем у паросиловых и даже газотурбинных установок.

В качестве рабочего тела верхней ступени выбираются наиболее легко ионизирующиеся газы, что позволяет существенно снизить температуру перед каналом МГД-генератора. Применение гелия (с присадкой паров щелочных металлов) дает возможность ограничиться температурой плазмы 1800–2300°C, что значительно удешевляет сооружение установки. Устройство МГД-генератора мало ограничивает возможности создания установок большой мощности. Что повышает его КПД. Открываются широкие перспективы применения таких установок в энергетике.

Глава 15. АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

По назначению атомные электростанции (АЭС) подразделяются на конденсационные (АКЭС) и теплофикационные атомные электростанции (АТЭЦ). На АЭС используется тепловая энергия, получаемая в результате расщепления ядра урана-235.

В качестве ядерного горючего применяется природный уран-238, который состоит из двух частей: урана-238 и урана-235. Доля урана-235 в природной руде составляет только 0,7 %, поэтому природный уран-238 обогащается ураном-235, в результате чего его содержание в ядерном горючем возрастает с 0,7 до 3–5 %, что позволяет увеличить начальный запас горючего. Однако АЭС могут работать и на необогащенном топливе. Устройство, в котором энергия деления атомного ядра превращается в тепловую энергию, называется **ядерным (атомным) реактором**. Реакторы, работающие на уране-235, называются **реакторами на тепловых, или медленных нейтронах**. *Имеются реакторы на так называемых быстрых нейтронах (бриддеры)*, в которых в процессе деления атомного ядра вовлекается и уран-238.

На отечественных АЭС применяют **водо-водяные реакторы типа ВВЭР и кипящие каналные уран-графитовые реакторы типа РБМК (реактор большой мощности, кипящий)**. Их принцип работы одинаков: внутри размещаются **тепловыделяющие элементы (ТВЭЛы)**, которые омываются водой. ТВЭЛ состоит из циркониевого стержня, заполненного ядерным горючим. ВВЭР представляет собой стальной корпус, в котором размещены кассеты с ТВЭЛами. Вода под высоким давлением прокачивается через корпус реактора, омывает ТВЭЛы, нагревается и, пройдя затем через промежуточный парогенератор, охлажденной возвращается в реактор. Эта вода циркулирует в замкнутом радиоактивном контуре. В парогенераторе вода второго контура превращается в пар, поступающий в турбину. Второй контур обладает очень малой радиоактивностью.

Реактор РБМК заполнен графитовыми блоками, внутри которых имеются отверстия с установленными в них тонкостенными циркониевыми трубами. В трубах размещаются ТВЭЛы. Вода под высоким давлением циркулирует в трубах, омывая ТВЭЛы и частично испаряясь. Полученный пар направляется в паровую турбину. Такая схема АЭС, в которой пар, полученный в реакторе, поступает в турбину, называется **одноконтурной** (рис. 15, а). На одноконтурных АЭС все оборудование работает в радиоактивных условиях, что затрудняет его

эксплуатацию. Преимуществом таких АЭС является их относительная простота и стоимость.

В двухконтурных АЭС с реакторами ВВЭР (рис. 15, б) радиоактивный теплоноситель, циркулирующий в 1 контуре, является источником теплоты для 11 контура, в парогенераторе которого получается пар, идущий на турбину. Наличие 11 контура, являющегося практически не радиоактивным, упрощает условия эксплуатации АЭС. Тепловая экономичность двухконтурной АЭС ниже, чем одноконтурной при одинаковых давлениях в реакторах.

В трехконтурной АЭС с реакторами на быстрых нейтронах (рис. 15, в) имеется дополнительный промежуточный контур, наличие которого снижает тепловую экономичность АЭС. Однако использование реакторов на быстрых нейтронах позволяет воспроизводить ядерное горючее и таким образом увеличивать ресурсы ядерного топлива для получения электроэнергии.

Развитие и совершенствование АЭС позволило достигнуть сравнительно высоких значений их КПД. Коэффициент полезного действия брутто современных АКЭС достигает 35 %. Единичная мощность энергоблоков АЭС достигает 1000 и более МВт. Несмотря на то, что удельная стоимость строительства АЭС выше, чем крупных КЭС, работающих на органическом топливе (в 1,5 – 2 раза), себестоимость электроэнергии на АЭС, как правило, ниже, чем на ГРЭС.

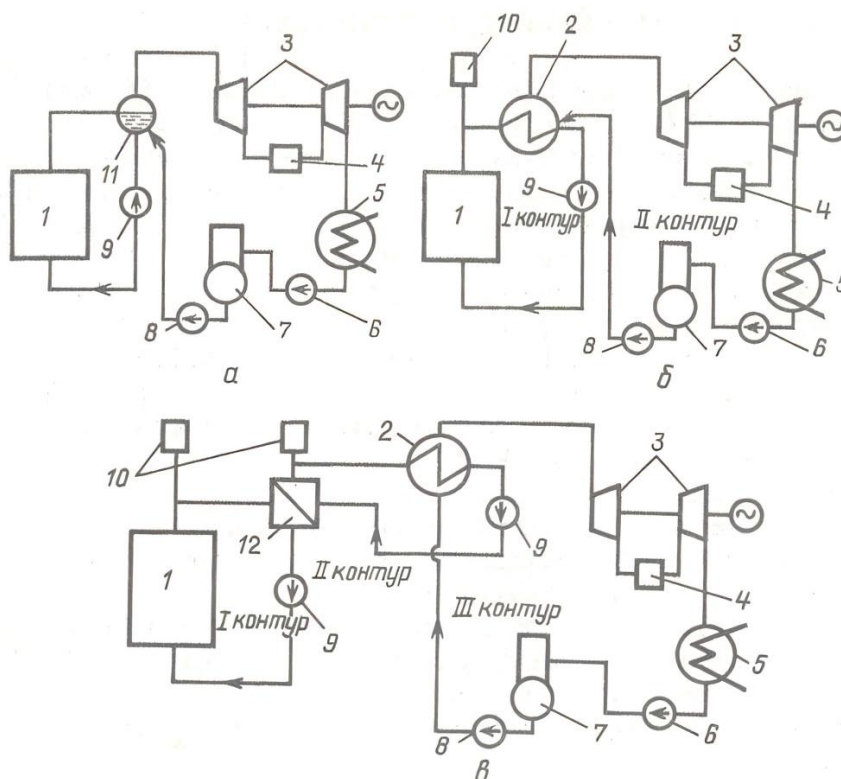


Рисунок 15.1 – Принципиальная схема АЭС:

- а* – одноконтурная; *б* – двухконтурная; *в* – трехконтурная; 1 – реактор;
- 2 – парогенератор; 3 – турбины; 4 – сепаратор пара; 5 – конденсатор;
- 6 – конденсатный насос; 7 – деаэратор; 8 – питательный насос;
- 9 – циркуляционный насос; 10 – компенсаторы объема; 11 – паросборник;
- 12 – промежуточный теплообменный аппарат

РАЗДЕЛ III. ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Глава 16. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменным аппаратом называется устройство, предназначенное для передачи теплоты от одной среды к другой.

Теплообменные аппараты широко используются во многих отраслях промышленности, в том числе и энергетической. Назначение и область их применения весьма разнообразны. Они предназначены для увеличения экономичности энергетического оборудования, повышения его надежности и обеспечения технологических процессов.

Первую группу составляют элементы паровых котлов (экономайзеры, воздухоподогреватели, пароперегреватели, расширители, калориферы и пр.), паровых турбин и тепловых электростанций (подогреватели низкого и высокого давления, подогреватели химической очистки воды и прочие), компрессорных установок (воздухоохладители).

Вторая группа включает в себя различного рода деаэраторы, подогреватели мазута, водонагреватели, охладители.

К третьей группе относятся скрубберы, выпарные установки, сушильные и вентиляционные установки бумагоделательных и картоноделательных машин.

16.1. Классификация теплообменных аппаратов

По способу передачи теплоты теплообменные аппараты бывают рекуперативные, регенеративные и смешительные.

В рекуперативных теплообменных аппаратах передача теплоты от одной среды к другой происходит непрерывно через разделяющую твердую стенку (рис. 16.1 и 16.2).

По роду применяемых теплоносителей рекуперативные теплообменные аппараты различают: парожидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые.

В регенеративных теплообменных аппаратах греющая среда приводится в соприкосновение с твердым телом (или насадкой) и отдает ему теплоту. В последующий период времени в соприкосновение с насадкой приводится нагреваемая среда. В этих аппаратах процесс передачи теплоты осуществляется периодически (рис. 16.3).

В смешительных теплообменных аппаратах передача теплоты осуществляется при непосредственном соприкосновении греющей и нагреваемой сред в объеме аппарата (деаэраторы, скрубберы, пароструйные эжекторы, редуционно-охладительные установки).

По направлению и характеру рабочих сред теплообменные аппараты разделяют противоточные, прямоточные, перекрестного и смешанного типа, а также однопоточные и многопоточные.

По характеру температурного режима теплообменные аппараты делятся на аппараты с установившимся и неуставившимся тепловым режимом.

Наибольшее распространение в промышленности получили рекуперативные кожухотрубные теплообменники, которые имеют

самостоятельное назначение для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому или специальное назначение для осуществления различных теплотехнологических процессов.

К аппаратам первого типа относятся устройства для нагрева воды паром, используемой в качестве рабочего тела на тепловых электростанциях, в отопительных и вентиляционных системах, в теплоутилизационных установках.

На рисунке 16.1 показан **рекуперативный кожухотрубный теплообменник**, применяемый в качестве подогревателя воды паром.

Внутри труб аппарата движется нагреваемая вода, а в межтрубном пространстве – конденсирующийся греющий пар. К разряду трубчатых теплообменников относятся также воздухоподогреватели паровых котлов, в которых воздух нагревается удаляемыми из агрегата дымовыми газами.

В целях увеличения активной поверхности теплообмена применяют также **аппараты из оребренных труб**. Особенно эффективно оребрение труб в газожидкостных теплообменниках. Оребрение труб применяется на стороне движения газового теплоносителя, где имеет место наибольшее термическое сопротивление теплообмену.

Для утилизации низкопотенциальной теплоты влажного воздуха применяют теплообменные **аппараты пластинчатого типа**.

Аппараты состоят из плоских металлических (алюминиевых) коробов, внутри которых движется нагреваемый воздух, а в щелях между ними – влажный воздух. В целях интенсификации теплообмена в газовоздушных средах используют компактные теплообменные аппараты из профильных листов, а также другие формы профилирования (рис. 16.2) и **оребрения поверхностей теплообмена**.

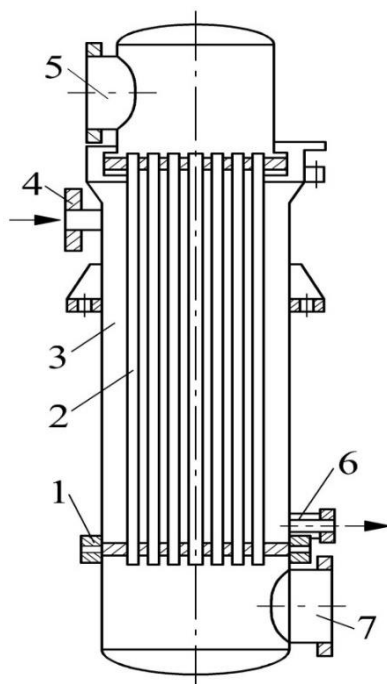


Рисунок 16.1 – Пароводяной рекуперативный кожухотрубный теплообменник:
1 – трубные доски; 2, 3 – трубная система и кожух; 4, 6 – подвод пара и отвод конденсата; 5, 7 – отвод и подвод нагреваемой жидкости

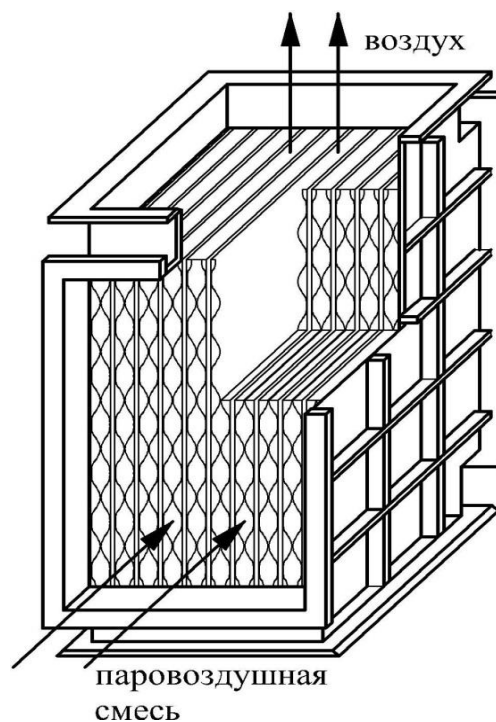


Рисунок 16.2 – Газо-газовый теплоуловитель из профильных листов

В *теплообменниках с промежуточным теплоносителем* теплота от греющей среды к нагреваемой среде переносится потоком мелкодисперсного материала или жидкости. В ряде случаев промежуточный теплоноситель меняет агрегатное состояние (рис. 16.3).

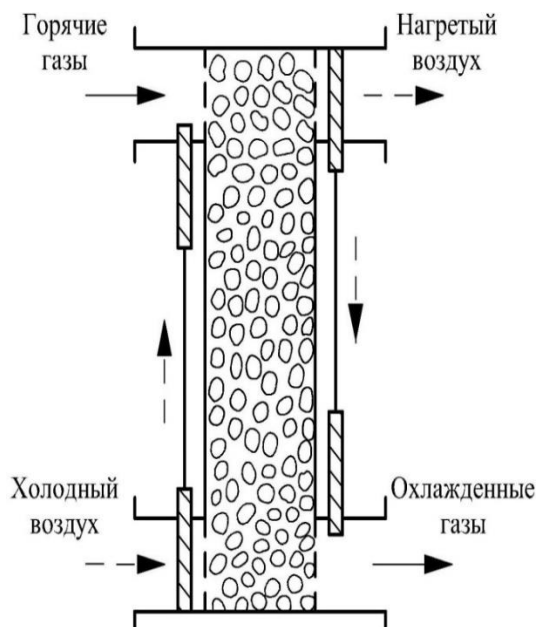


Рисунок 16.3 – Регенеративный подогреватель воздуха периодического действия с переключением потоков, движущихся через насадку

Одним из оригинальных устройств, использующих в качестве промежуточного теплоносителя пар и его конденсат, является герметичная труба, заполненная частично жидкостью, а частично паром (рис. 16.4). Такое устройство называется *тепловой трубой*. Она способна передавать большие тепловые мощности (в 1000 раз больше, чем медный стержень тех же размеров). На горячем конце тепловой трубы за счет подвода теплоты испаряется жидкость, а на холодном – конденсируется пар, отдавая выделившуюся теплоту.

Конденсат возвращается в зону испарения либо самотеком, если холодный конец можно разместить выше горячего, либо за счет использования специальных фитилей, по которым жидкость движется под действием капиллярных сил в любом направлении, даже против сил тяжести.

Практически незаменимы тепловые трубы с фитилями в космосе.

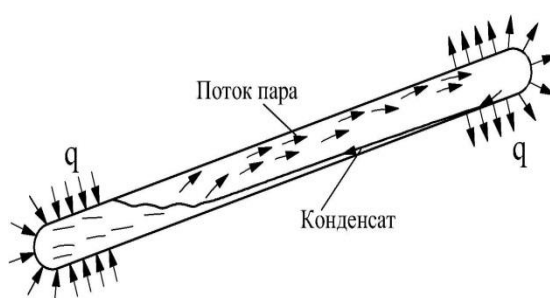


Рисунок 16.4 – Схема работы тепловой трубы с возвратом конденсата под действием гравитационных сил (термосифон)

Теплоносители и их физические свойства

Интенсивность процессов тепломассопереноса зависит от свойств теплоносителей, характеризующихся теплофизическими параметрами: плотностью ρ , коэффициентом кинематической вязкости ν , теплопроводностью λ , теплоемкостью вещества C_p , теплотой парообразования r .

В теплообменных аппаратах используются теплоносители: газообразные, жидкие, водяной пар, воздух, дымовые газы. Наиболее широко применяются вода и водяной пар, физические свойства которых приведены в таблицах [1–5].

Выбор скоростей теплоносителей

С увеличением скорости среды интенсивность теплообмена повышается. Это приводит к уменьшению габаритов, металлоемкости и стоимости теплообменных аппаратов. С другой стороны, увеличение скорости приводит к росту гидравлического сопротивления и увеличению затрат мощности на перекачку теплоносителей, т. е. к росту эксплуатационных расходов. В теплообменных аппаратах рекомендуются следующие скорости теплоносителей (табл. 1).

16.2. Основы расчета теплообменных аппаратов

Расчеты теплообменного аппарата – тепловой, конструктивный, гидравлический и прочностной. Целью *теплового расчета* является определение поверхности теплообмена F , м², которая рассчитывается по уравнению:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t}.$$

Таблица 1 – Рекомендуемые скорости теплоносителей в теплообменных аппаратах

№ п/п	Теплоноситель	Скорость среды ω , м/с
1	Маловязкие жидкости (вода, глицерин)	1–3
2	Вязкие масла, растворы солей	0,2–1,0
3	Запыленные газы, воздух	6–12
4	Не запыленные газы	12–16
5	Конденсат	0,5–1,0
6	Водяной пар: насыщенный перегретый	30–50 50–70

Тепловая нагрузка Q водо-водяного теплообменного аппарата (рис. 16.5, а, б) определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{и}} = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где $W_1 = G_1 c_{p1}$ и $W_2 = G_2 c_{p2}$ – водяные эквиваленты греющей и нагреваемой среды, кВт /°С.

Для процессов, протекающих с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей (для пароводяного теплообменника), уравнение теплового баланса (рис. 16.6) имеет вид

$$Q = D (i'' - i') \eta_{\text{и}} = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где G_1, G_2, D – массовый расход греющей и нагреваемой среды и греющего пара, кг/с; c_{p1}, c_{p2} – теплоемкости рабочих сред, Дж/(кг · °С); t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 – температуры греющей и нагреваемой сред на входе и выходе из аппарата, °С; i'', i' – энтальпия насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; $\eta_{\text{и}}$ – коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнения теплового баланса обычно определяют количество греющей среды G_1 или расход пара D . Коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению, Вт/(м² · °С),

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где δ – толщина стенки; λ – коэффициент теплопроводности стенки; α_1, α_2 – коэффициенты конвективного теплообмена от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде.

Среднелогарифмический температурный напор Δt определяется в зависимости от направления движения теплоносителей.

Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения величин водяных эквивалентов W_1 и W_2 . Если в теплообменном аппарате горячая и холодная жидкости протекают параллельно и в одном направлении, то такая схема движения называется **прямоток** (рис. 16.7, а).

Если жидкости протекают параллельно, но в прямо противоположном направлении, то это движение — **противоток** (рис. 16.7, б).

Наконец, если жидкости протекают в перекрестном направлении, то это движение — **перекрестный ток** (рис. 16.7, в). Помимо таких простых схем движения, на практике осуществляются и сложные схемы: одновременно прямоток (рис. 16.7, г), многократно перекрестный ток, (рис. 16.7, д–ж) и т. д. Характер изменения температур представлен на рисунке 16.8.

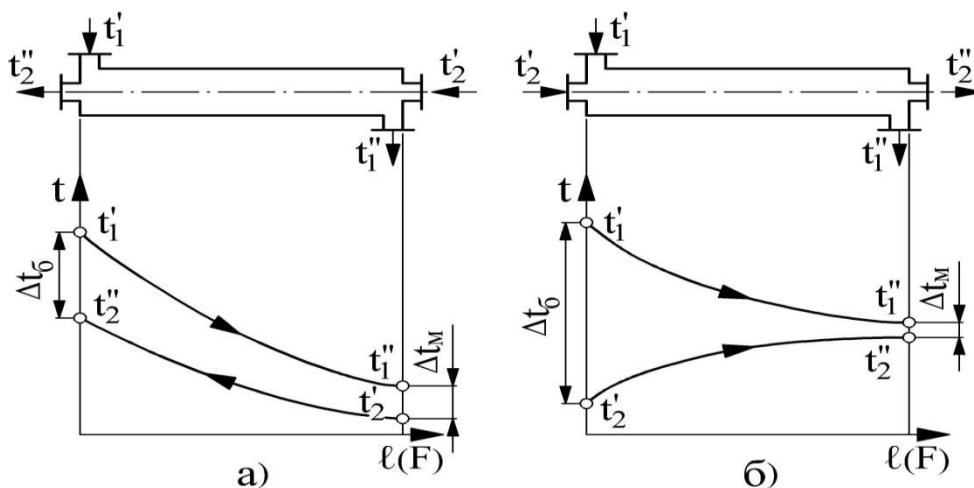


Рисунок 16.5 – Схемы движения теплоносителей в водо-водяном теплообменнике:

а – противоток; б – прямоток

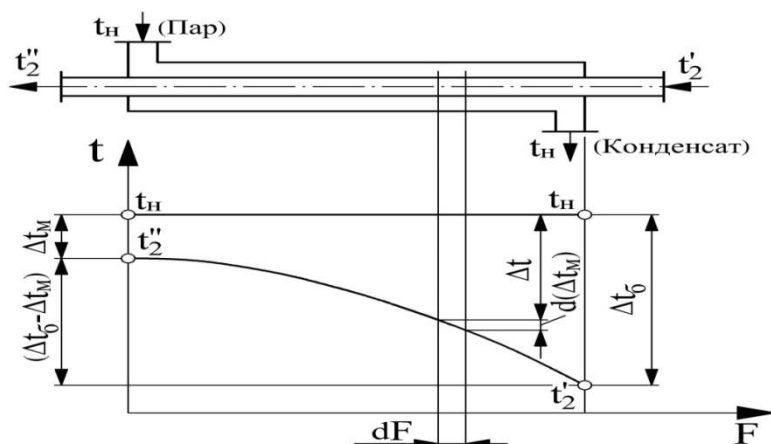


Рисунок 16.6 – Схемы движения теплоносителей в пароводяном теплообменнике

При конденсации водяного пара характер изменения температур теплоносителей представлен на рис 16.6.

При $\Delta t_{\text{с}} / \Delta t_{\text{м}} > 0,6$ температурный напор в теплообменном аппарате определяется как *среднелогарифмический напор* по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}}.$$

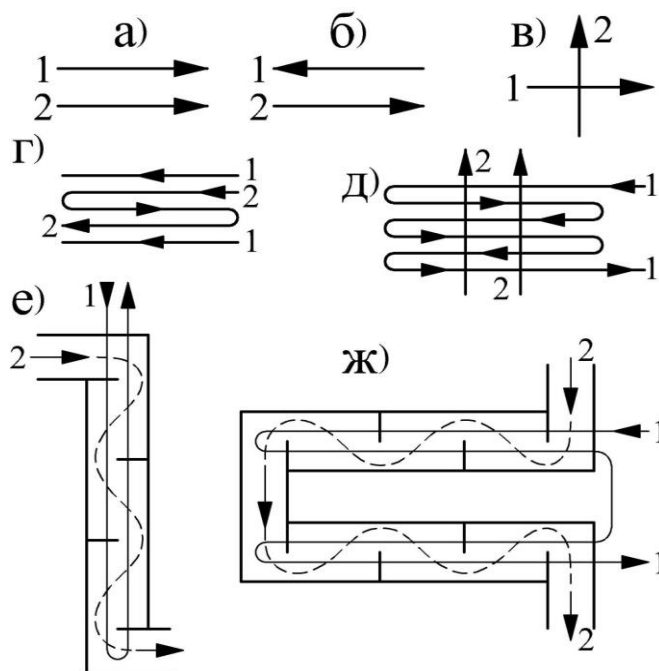


Рисунок 16.7 – Схемы движения рабочих жидкостей в теплообменных аппаратах

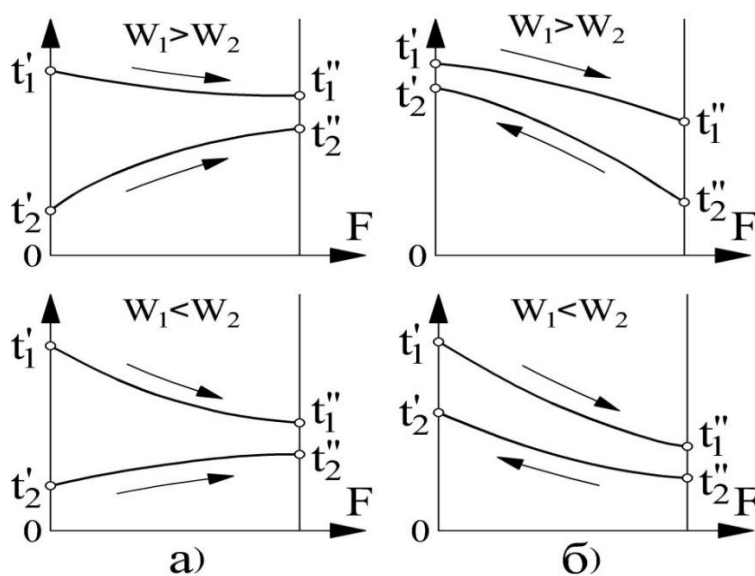


Рисунок 16.8 – Характер изменения температур рабочих жидкостей:
а – прямоток; б – противоток

При $\Delta t_6 / \Delta t_m < 0,6$ температурный напор вычисляется как *среднеарифметический*

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}.$$

Большой и меньший температурные перепады соответственно равны:

- для прямотока: $\Delta t_6 = t'_1 - t''_2$; $\Delta t_m = t''_1 - t''_2$;
- для противотока: $\Delta t_6 = t''_1 - t'_2$; $\Delta t_m = t'_1 - t'_2$;
- при конденсации водяного пара:
 $\Delta t_6 = t_{н.п} - t'_2$; $\Delta t_m = t_{н.п} - t''_2$.

При заданной конструкции теплообменного аппарата и известных параметрах теплоносителей выполняется *поверочный расчет*, целью которого является определение тепловой нагрузки и конечных температур рабочих сред.

Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Конструктивный расчет теплообменного аппарата заключается в определении основных размеров аппарата, его отдельных узлов и элементов. Проходное сечение для обеспечения принятой скорости теплоносителей определяется из уравнения расхода, кг/с:

$$G = f_{ж.с} w \rho,$$

где $f_{ж.с}$ – живое сечение для прохода теплоносителя, м²;

w – скорость среды, м/с; ρ – плотность среды, кг/м³.

На размеры теплообменного аппарата влияет размещение труб в трубной доске (по вершинам треугольника или по вершинам квадрата) и способы их крепления [1].

Гидравлический расчет теплообменного аппарата

Гидравлический расчет аппарата производится с целью определения потерь напора и затрат энергии на преодоление сопротивления. Общие потери напора ΔP_0 состоят из потерь на трение $\Delta P_{тр}$ и местных сопротивлений ΔP_m . Потери напора на трение при продольном течении, Па, рассчитываются по ***формуле Дарси***:

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр} \frac{\ell}{d_э} \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения; ℓ – длина пути движения теплоносителя; $d_э$ – эквивалентный диаметр; ρ , w – плотность среды и ее скорость.

Коэффициент сопротивления трения чаще всего находится по ***формуле Блазиуса***:

$$\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Потери напора на местные сопротивления ρ'' , Па, определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_M = \sum \psi_i \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\sum \psi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений [1].

Затраты мощности на перекачку воды, Вт:

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_{02}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \eta_H}.$$

Здесь $\eta_H = 0,7$ – коэффициент полезного действия водяного насос.

Глава 17. КАЛОРИФЕРЫ

Калориферы предназначены для подогрева воздуха в системах вентиляции и кондиционирования.

В связи с модернизацией пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин наряду с сокращением затрат теплоты на сушку материала достигается повышение производительности сушильных установок за счет интенсификации сушильного процесса. При этом возрастает выработка продукции, связанная с увеличением количества испаряемой влаги из материала. Чтобы обеспечить возрастание испаряемой влаги, необходимо подать бóльший расход технологического и общеобменного воздуха на сушку влажного материала. Это означает, что следует проверить по тепловому расчету существующие теплорекуперативные теплообменные аппараты, утилизирующие теплоту отводимой от машины паровоздушной смеси, и калориферы, установленные после первой и второй ступеней утилизационных установок, на новые условия эксплуатации при повышенной производительности машин.

Схема установки калориферов в системе вентиляции высокоскоростной бумагоделательной машины представлена на рисунке 17.1.

В соответствии со схемой перегретый пар высоких параметров проходит расходомер, регулирующий клапан, и поступает на питание калориферов, установленных после первой и второй ступеней утилизации теплоты в теплоуловителях ТУ-I и ТУ- II.

В калориферах пар передает свою теплоту парообразования для нагрева воздуха и конденсируется. Образовавшийся конденсат с пролетным паром поступают в конденсатоотводчики, в которых конденсат отделяется от пара. Скопившийся конденсат сливается в бак сбора конденсата. Сюда же в бак-сборник поступает конденсат от сушильной установки машины и от сетевых подогревателей (бойлеров).

Нередко в условиях производства конденсат вместе с пролетным паром от калориферов системы вентиляции, вследствие неудовлетворительной работы конденсатоотводчиков, сливается в последний сепаратор, что приводит к дестабилизации теплового и гидравлического режимов сушильной установки.

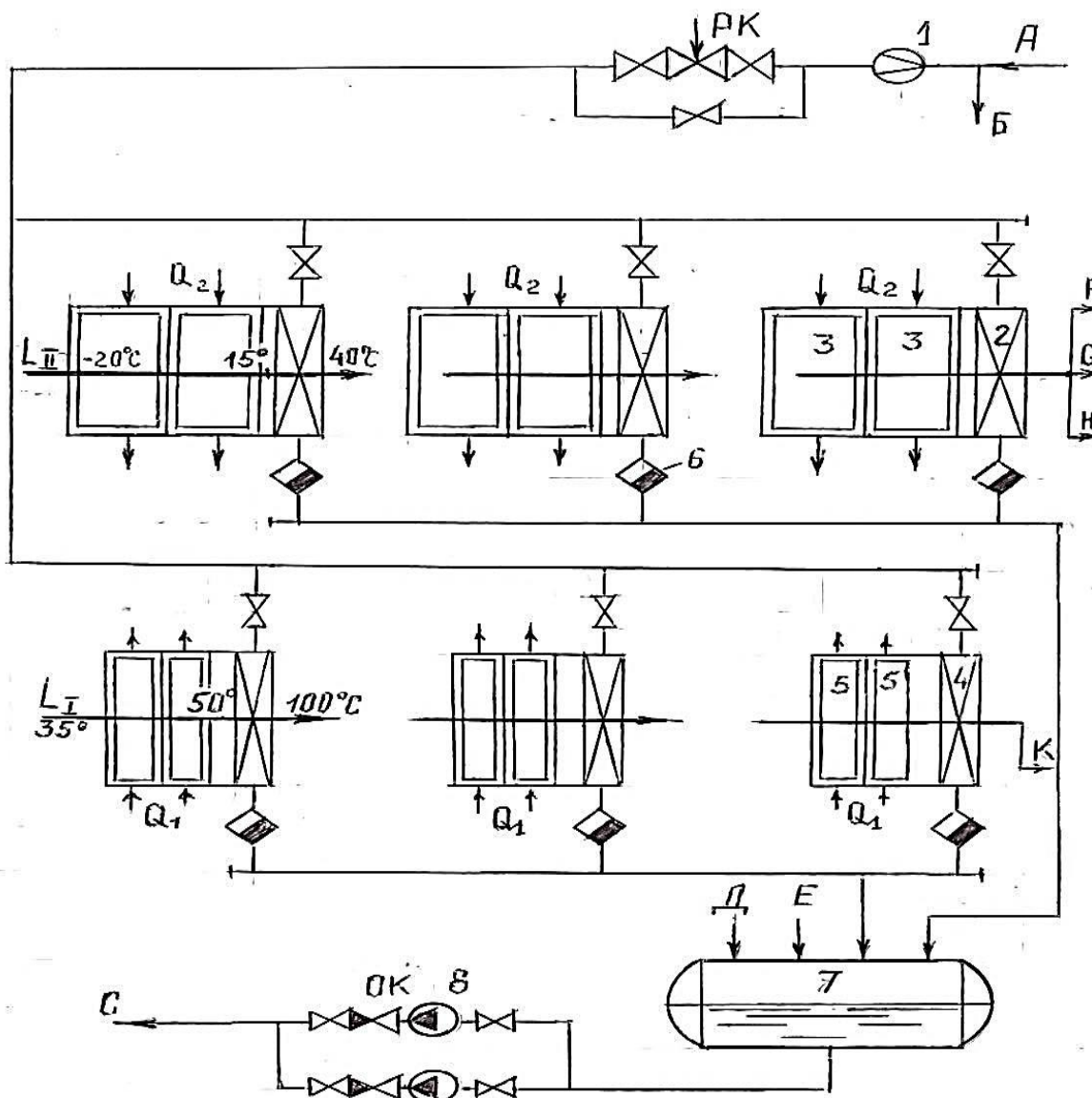


Рисунок 17.1 – Схема установки калориферов в системе вентиляции высокоскоростной бумагоделательной машины:

A – подача пара на калориферы; B – подача пара на паровые группы сушильных цилиндров; C – отвод конденсата от машины в котельную; D – поступление конденсата с последней паровой группы сушильных цилиндров; E – слив конденсата из бойлеров; L_I – подача воздуха на сушку; L_{II} – подача воздуха на общеобменную вентиляцию цеха; F – подача воздуха в подшивной потолок.

G – подача воздуха в зону обслуживания; H – подача воздуха в подвальное помещение; K – подача технологического воздуха на сушку; Q – направление движения паровоздушной смеси через теплоуловители;

1 – расходомер по пару; 2 – калорифер после второй ступени утилизации теплоты в теплоуловителе; 3 – теплоуловитель второй ступени; 4 – калорифер после первой ступени утилизации теплоты в теплоуловителе;

5 – теплоуловитель первой ступени; 6 – конденсатоотводчик; 7 – бак сбора конденсата; 8 – конденсатный насос; РК, ОК – регулирующий и обратный клапан

Примеры конструкций оребренных калориферов, применяемых в системах вентиляции, приведены на рисунке 17.2. Технические характеристики калориферов трех моделей: КП 2, КП 3, КП 4 Костромского завода вентиляционно-отопительного и энергосберегающего оборудования. Калориферы классифицируются в зависимости от движения по трубам теплоносителя (одноходовые и многоходовые), вида оребрения трубок (пластинчатые, спиральные, спирально навивные, накатные), числа трубок по ходу воздуха, материала трубок. Калориферы моделей КП 2, КП 3, КП 4 имеют соответственно два, три и четыре ряда теплопередающих элементов. Элемент теплопередающей поверхности состоит из двух трубок, насаженных друг на друга: внутренней стальной трубки диаметром $16 \times 1,2$ мм и наружной – алюминиевой трубки с накатанным на ней оребрением.

Практически возможно их одновременное параллельное и последовательное соединение (рис. 17.3).

В калориферах обычно в качестве теплоносителя применяется слабо перегретый или насыщенный пар. Однако в целях экономии теплоты на многих предприятиях в качестве теплоносителя для нагревания вентиляционного воздуха применяется горячая вода или конденсат с температурой $70\text{--}180^\circ\text{C}$.

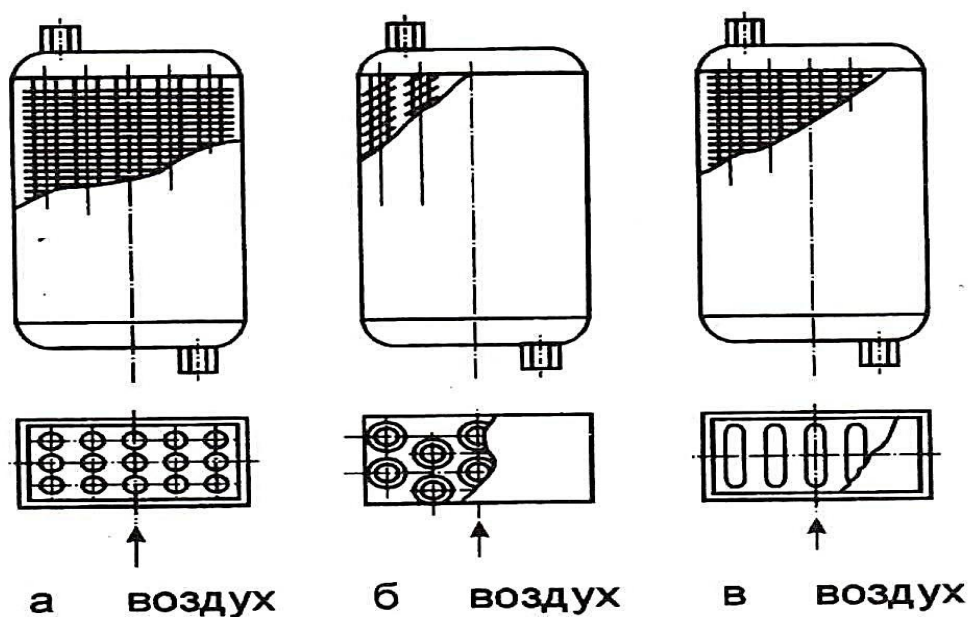


Рисунок 17.2 – Конструкции калориферов:

а – оребренные сплошными пластинами на круглых трубах; *б* – оребренные навивной лентой; *в* – оребренные сплошными пластинами на плоских трубах

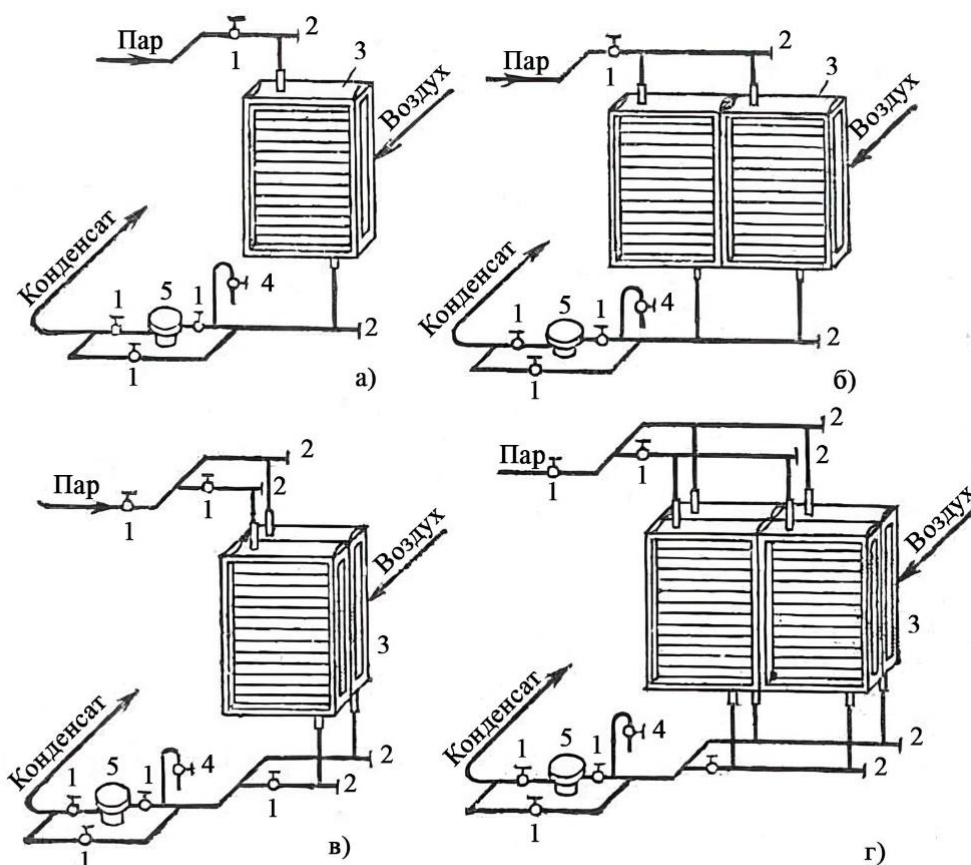


Рисунок 17.3 – Схемы подключения калориферов к паровой сети:

а – одного; *б* – двух, установленных параллельно по воздуху; *в* – двух, установленных последовательно по воздуху; *г* – четырех, установленных одновременно параллельно и последовательно по воздуху;
 1 – вентили; 2 – тройники с пробкой; 3 – калориферы; 4 – воздушные краны;
 5 – конденсатоотводчики

Выбор типоразмера калорифера для получения необходимой температуры сушильного и вентиляционного воздуха производится на основе теплового расчета системы вентиляции.

Поверхность теплообмена калориферов H_k рассчитывается по уравнению теплопередачи:

$$H_k = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t},$$

где Q_k – теплопроизводительность калорифера, кДж/ч; K – коэффициент теплопередачи от пара к воздуху, Вт/(м²·°С); Δt – среднелогарифмический температурный напор, °С.

Теплопроизводительность калорифера определяется из уравнения теплового баланса калорифера:

$$Q_k = D(i'' - i') \eta = G_v \cdot c_{pв} (i''_в - i'_в), \text{ кДж/с},$$

где D – расход пара на калорифер, кг/с; G_v – массовый расход воздуха на калорифер, кг/с; i'' , i' – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении

пара, кДж/кг; η – коэффициент использования теплоты, принимается 0,97–0,98; $C_{p,в}$ – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C); t' , t'' – температура воздуха на входе и выходе из калорифера, °C.

Расход пара на калорифер, кг/с, находится из выражения:

$$D = \frac{Q_k}{(i'' - i') \eta}.$$

Среднелогарифмический температурный напор, °C, вычисляется по уравнению:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ell n \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}},$$

где Δt_6 , Δt_m – больший и меньший температурный напор, °C.

Если в качестве теплоносителя применяется пар, то больший температурный напор Δt_6 представляет разность между температурой насыщенного пара $t_{н.п}$ при соответствующем давлении и температурой воздуха на входе в калорифер $t'_{в2}$:

$$\Delta t_6 = t_{н.п} - t'_{в2}.$$

Меньший температурный напор Δt_m представляет разность между температурой насыщенного пара $t_{н.п}$ при соответствующем давлении и температурой воздуха на выходе из калорифера $t''_{в2}$:

$$\Delta t_m = t_{н.п} - t''_{в2}.$$

В условиях противотока движения сред при использовании в качестве теплоносителя охлаждаемой воды (или конденсата) один из температурных напоров Δt_6 рассчитывают как разность температур воды (или конденсата) на входе $t'_{вод1}$ и воздуха на выходе из калорифера $t''_{в2}$, т. е.

$$\Delta t_6 = t'_{вод1} - t''_{в2},$$

а другой температурный напор Δt_m – между температурой воды на выходе $t''_{вод1}$ и воздуха на входе в калорифер $t'_{в2}$, т. е.

$$\Delta t_m = t''_{вод1} - t'_{в2}.$$

Коэффициент теплопередачи K определяется в зависимости от массовой скорости воздуха ($v \cdot \rho$), кг/(м²·с). Для оребренных, пластинчатых калориферов, в которых в качестве теплоносителя используется пар, массовая скорость воздуха принимается:

$$(v \cdot \rho) = (3-5), \text{ кг/ (м}^2 \cdot \text{с)}.$$

При проектировании калорифера новой конструкции, в которых в качестве теплоносителя используется нагретый конденсат или горячая вода, массовая скорость воздуха принимается равной

$$(v \cdot \rho) = (7-12), \text{ кг/ (м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле, Вт/(м²·°C),

$$K = \alpha (v \cdot \rho)^n.$$

Значения опытных коэффициентов α (числитель, Вт/(м²·°C)) и n (знаменатель) для калориферов типа КП приведены ниже:

КПЗ-10-СК 01УЗМ; КПЗ-10-СК 01УЗМ;

КПЗ-10-СК 01УЗМ 19,30/0,45;

КП4-10-СК 01УЗМ; КП4-10-СК 01УЗМ;

КП4-10-СК 01УЗМ 15,90/0,510;

КПС-10- 01VЗ – КПС-12- 01VЗ 17,56/0,405;

КПБ-10- 01VЗ – КПБ-12- 01VЗ 16,50/0,405.

Живое сечение для прохода воздуха

$$f_{\text{ж.с}} = \frac{L_{\text{с.в.}}}{3600 (v \cdot \rho)},$$

где $L_{\text{с.в.}}$ – массовый расход воздуха через калориферную установку, кг/ч;
($v \cdot \rho$) – массовая скорость воздуха, кг/ (м²·с).

Число параллельно включенных калориферов:

$$n = f_{\text{ж.с}} / f_{\text{ж.с}}^{\text{К}},$$

где $f_{\text{ж.с}}^{\text{К}}$ – живое сечение по воздуху одного калорифера.

Образовавшийся конденсат от калориферов сливается в бак сбора конденсата от БДМ или КДМ. Общий конденсат от машин перекачивается конденсатным насосом в котельную. Охлаждающая вода, прокачиваемая через теплообменные аппараты, перемещается под напором водяного насоса.

Глава 18. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ

Котлы-утилизаторы предназначены для снижения температуры продуктов сгорания, получаемых в различных технологических процессах. Отличительной особенностью котлов-утилизаторов в сравнении с энергетическими котлами является отсутствие топки для сжигания и получения продуктов сгорания.

По схемам и конструкции трубных систем котлы-утилизаторы такие же, как и энергетические котельные установки малой и средней производительности. Установка котлов-утилизаторов на потоке высокотемпературных газов приносит значительный эффект в отношении топливно-энергетических ресурсов.

На рисунке 18.1 приведена схема дымогарного котла, который состоит из барабана, внутри которого располагаются трубы диаметром 50–60 мм, сухопарника, подводящих и отводящих газоходов.

Дымовые газы в этих котлах проходят внутри труб, а котловая вода располагается между трубами конвективного испарительного пучка, образовавшийся пар поступает в сухопарник, где отделяются капельки влаги от паровой фазы и далее очищенный пар направляется к потребителю.

Имеются энергетические водогрейные котлы такой же конструкции, но вместо части дымогарных труб установлена жаровая труба, в которой располагается топка для сжигания газообразного или жидкого топлива.

На рисунке 18.2 показан водотрубный котел-утилизатор, в котором котловая вода находится в трубах, а продукты сгорания — в межтрубном пространстве. Благодаря газовым перегородкам поток продуктов сгорания меняет свое направление и обтекает трубные пучки как в продольном, так и в поперечном направлениях.

Циркуляция котловой воды осуществляется за счет разности плотности воды и пароводяной смеси: по левому ряду труб пароводяная смесь поднимается, а по правым рядам труб котловая вода опускается.

На рисунке 18.3 приведена схема котла-утилизатора с принудительной циркуляцией котловой воды в контуре конвективного пучка. Под действием насоса котловая вода забирается из барабана и направляется в конвективный пучок, где частично испаряется.

Такая схема котла-утилизатора с принудительной циркуляцией очень компактна, имеет небольшие габариты, но наличие циркуляционного насоса снижает надежность работы оборудования.

Уравнение теплового баланса для рассмотренных схем котлов-утилизаторов имеет следующий вид:

$$V_{\Gamma} c_{\text{пр}} (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) \varphi = D_{\text{п}} (i'' - i_{\text{п.в}}), \text{ кДж/кг},$$

где V_{Γ} — объемный расход продуктов сгорания через котел-утилизатор, $\text{м}^3/\text{ч}$; $c_{\text{пр}}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания, поступающих в котел-утилизатор, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

$t_{\Gamma 1}$, $t_{\Gamma 2}$ — температуры продуктов сгорания до и после котла, $^\circ\text{C}$; $D_{\text{п}}$ — расход пара, получаемый в котле, кг/ч ; i'' , $i_{\text{п.в}}$ — соответственно энтальпии сухого насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг .

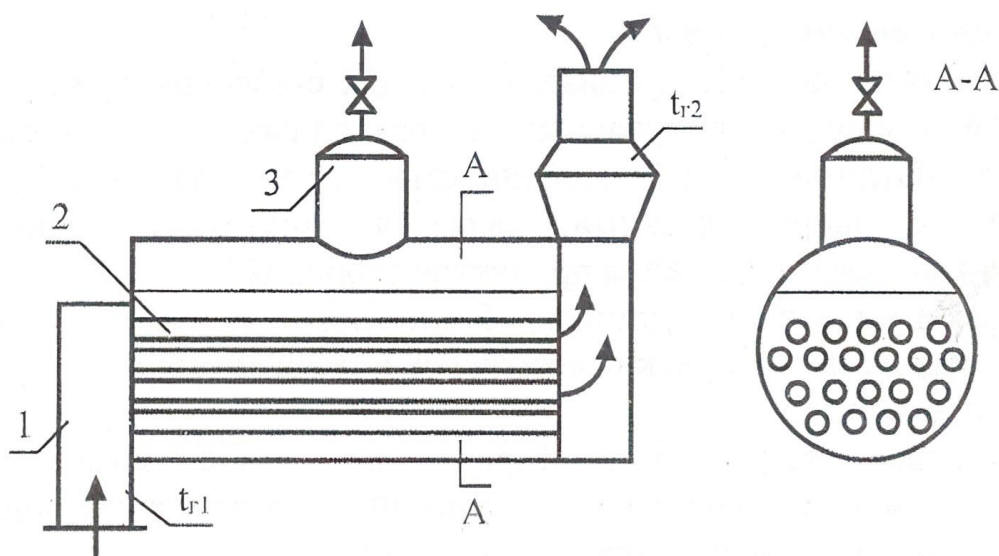


Рисунок 18.1 — Схема дымогарного котла-утилизатора:

1 — подвод высоко температурных продуктов сгорания; 2 — дымогарные трубки; 3 — сухопарник

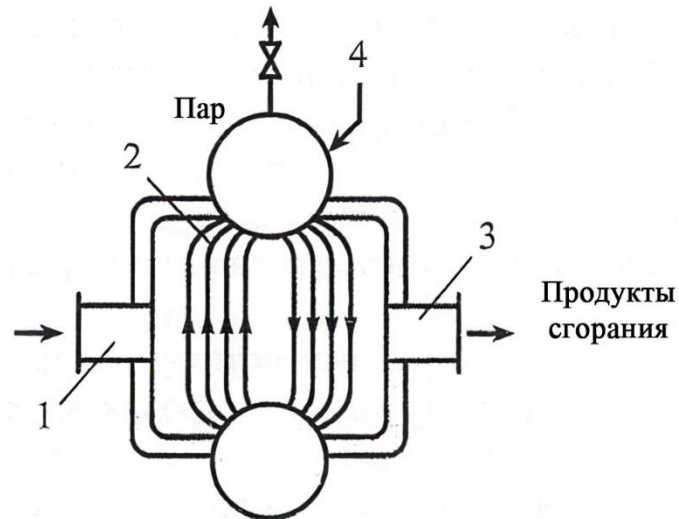


Рисунок 18.2 – Водотрубный котел-утилизатор:

1 – подвод высоко температурных продуктов сгорания; 2 – конвективный испарительный пучок; 3 – отвод газов; 4 – питательная вода

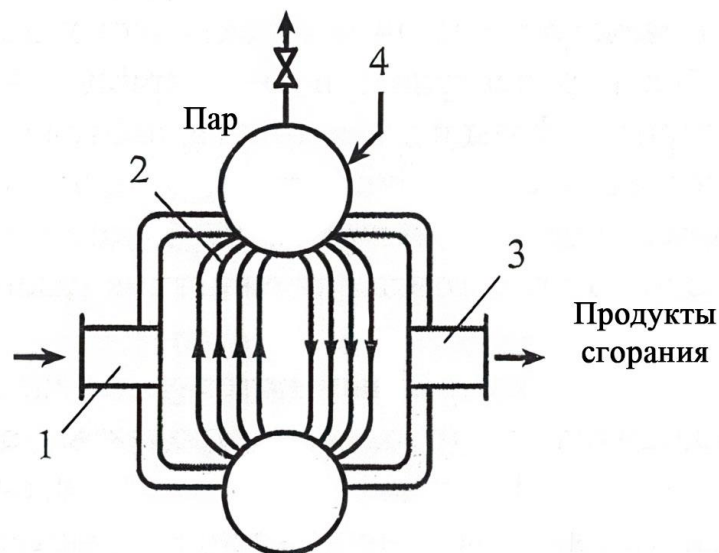


Рисунок 18.3 – Схема котла-утилизатора с принудительной циркуляцией:

1 – вход высокотемпературных дымовых газов; 2 – пароперегреватель; 3 – конвективный испарительный пучок; 4 – барабан; 5 – циркуляционный насос

Как правило, из этого уравнения определяют расход вырабатываемого котлом пара за счет утилизации отработавших продуктов сгорания:

$$D_{\Pi} = \frac{V_{\Gamma} c_{\text{пр}} (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) \varphi}{i'' - i_{\text{п.в}}}, \text{ кг/ч.}$$

Экономию условного топлива можно определить из соотношения:

$$B_{y.t} = \frac{D_{п} (i'' - i_{п.в}) \eta_{к.а}}{29330}, \text{ кг/ч},$$

где 29330 —теплота сгорания условного топлива, кДж/кг; $\eta_{к.а}$ — КПД котельного агрегата.

В настоящее время выпускается серия унифицированных котлов типа КУ (КУ-125; КУ-100-1; КУ-80-3; КУ-60-2), устанавливаемых за печами заводов черной металлургии. Первая цифра в маркировке означает максимальный часовой расход газов через котел (тыс. м³ при нормальных условиях). Температура газов на входе 650–850 °С. Параметры вырабатываемого пара: давление 1,8–4,5 МПа, температура 365–385 °С. Производительность котла КУ-125, например, составляет 27–41 т пара в час.

Все котлы этой серии, как и большинство других змеевиковых утилизаторов, работают с многократной принудительной циркуляцией воды через испарительные поверхности (рис. 18.4). Вода, подогретая в водяном экономайзере 5, подается в барабан 3, откуда забирается циркуляционным насосом 2 и прокачивается через испарительные змеевики 4. Затем пароводяная смесь возвращается в барабан, где пар отделяется от воды.

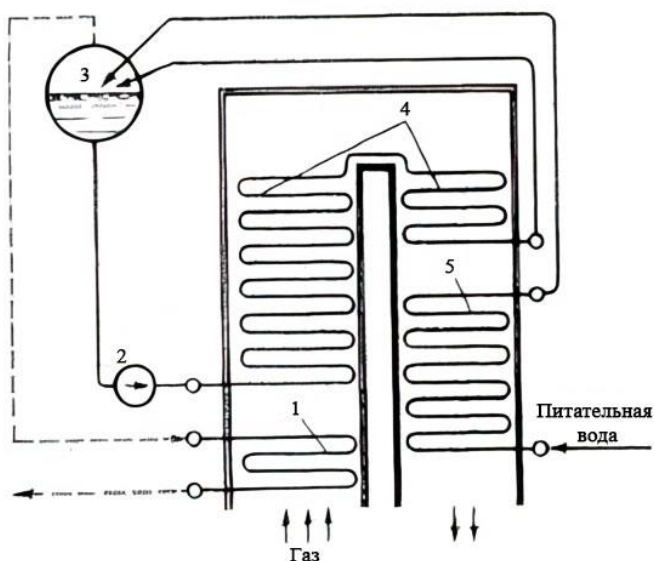


Рисунок 18.4 – Упрощенная схема котла-утилизатора серии КУ, устанавливаемого за печами заводов черной металлургии

Вода направляется в циркуляционный насос, а отсепарированный пар – в пароперегреватель 1, который установлен в зоне повышенной температуры газов.

Как показывает опыт эксплуатации, котлы-утилизаторы являются надежными, простыми, высокоэффективными энергетическими установками для утилизации высокотемпературных продуктов сгорания и экономии топливно-энергетических ресурсов.

В тепловом балансе котельных установок основной потерей является теплота с уходящими газами, которая составляет 6–10 % от подведенной теплоты с топливом. Температура уходящих газов при этом составляет 120–160°C при сжигании природного газа. Дальнейшее снижение температуры уходящих газов связано с конденсацией водяных паров на поверхностях нагрева воздухоподогревателя и экономайзера, их коррозией и выходом из строя. По этой причине температуру уходящих газов поддерживают выше на 15–20°C температуры точки росы.

Глава 19. СЕПАРАТОРЫ

Одним из основных элементов в пароконденсатной системе БДМ и КДМ является сепаратор, который служит для разделения смеси, выходящей из сушильных цилиндров паровой группы, на пар и конденсат. Сепаратор представляет собой цилиндрический сосуд со сферическими торцевыми крышками (рис. 19). Внутри сепаратора между штуцерами, по которым подается пароконденсатная смесь и отводится вторичный пар, установлена паровая перегородка, необходимая для разделения смеси на пар и конденсат.

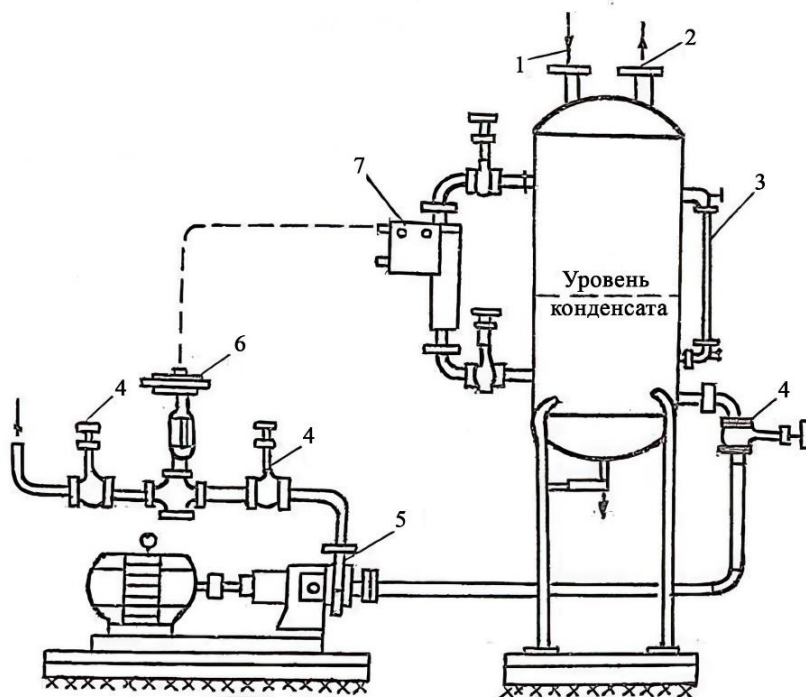


Рисунок 19.1 – Сепаратор с конденсатным насосом:

- 1 – поступление смеси пара и конденсата из группы цилиндров; 2 – отвод сухого насыщенного пара из сепаратора; 3 – водоуказательное стекло;
- 4 – задвижки; 5 – конденсатный насос; 6 – пневматический клапан;
- 7 – регулятор уровня конденсата

Сепаратор имеет: водоуказательное стекло для визуального наблюдения за уровнем конденсата в баке; регулятор автоматического поддержания уровня конденсата в сосуде; предохранительный клапан; штуцера для манометра и

термометра; задвижку для спуска конденсата и патрубков, соединенный с всасывающей линией конденсатного насоса. На нагнетательной линии конденсата имеется клапан с пневматическим приводом, который соединен с регулятором уровня.

$$V_C^{\Pi} = 0,8 \frac{D_{\Sigma} \cdot v''}{R},$$

где v'' – удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в сепараторе, м³/кг; R – отношение объемного расхода пара к объему водоотделителя, требуемого для сепарации пара, в расчетах принимается $R = 800\text{--}1000$ м³/(м³· ч); D_{Σ} – суммарный расход пролетного пара $D_{\text{пр.п}}$ и паров вторичного вскипания $D_{\text{вск}}$:

$$D_{\Sigma} = D_{\text{пр.п}} + D_{\text{вск}}, \text{ кг/ч.}$$

Количество паров вторичного вскипания, образующихся в сепараторе, кг/ч, определяется по формуле:

$$D_{\text{вск}} = \frac{i'_{P1} - i'_{P2}}{x_2 \cdot r_2} G_K,$$

где i'_{P1} , i'_{P2} – энтальпия конденсата при давлениях P_1 и P_2 , кДж/кг; r_2 – теплота парообразования при давлении P_2 , кДж/кг; x_2 – степень сухости пара в сепараторе, принимаемая равной $x_2 = 0,95$; G_K – расход конденсата в объеме сепаратора, кг/ч.

Как показывают расчеты, количество образовавшихся паров вторичного вскипания при перепаде давлений $\Delta P = 0,05\text{--}0,08$ МПа составляет 2–6 % от расхода конденсата, поступающего в сепаратор. Остальной пар, необходимый для обеспечения последующих групп сушильных цилиндров, является пролетным паром, дополнительно подаваемым из предыдущей паровой группы цилиндров или из главного паропровода (если необходимо).

Водяной объем сепаратора находится в зависимости от его парового объема:

$$V_C^B = 0,135 \cdot V_C^{\Pi}.$$

Полный объем сепаратора:

$$V_C = V_C^{\Pi} + V_C^B.$$

На стабильную работу пароконденсатной системы сушильных установок существенное влияние оказывают конденсатоотводчики.

Глава 20. ТЕПЛОВОЙ НАСОС

Тепловым насосом называется устройство, которое передает теплоту более низкого потенциала на более высокий температурный уровень, за счет превращения дополнительной работы в теплоту.

Воздух, вода, газы и жидкости содержат громадные запасы энергии. С помощью теплонасосной установки можно передать энергию рабочих тел с

низкого температурного уровня на более высокий уровень и использовать ее для отопления, кондиционирования, нагревания и охлаждения физических тел.

Схема теплового насоса представлена на рисунке 20. Простейшим и теоретически наиболее эффективным циклом теплового насоса является обратный цикл Карно.

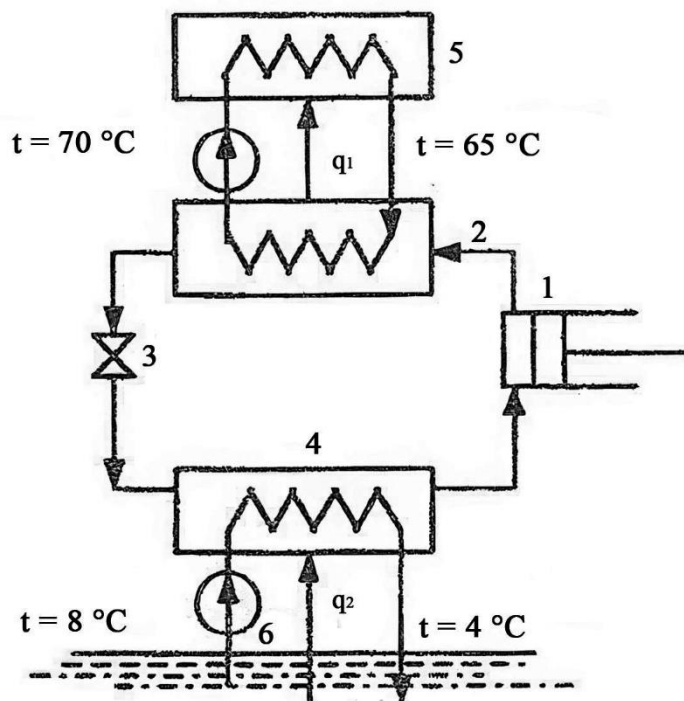


Рисунок 20.1 – Принципиальная схема теплового насоса:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль; 4 – испаритель;
5 – отапливаемое помещение; 6 – водяной насос

Тепловой насос и холодильная машина различаются лишь условиями работы: тепловой насос предназначен для нагревания внешней среды, а холодильная машина – для ее охлаждения.

Тепловой баланс цикла теплового насоса определяется по формуле:

$$q_1 = q_2 + \ell_{\text{ц}},$$

где q_1 – удельная теплота, переданная рабочим телом нагреваемой среде, кДж/кг; q_2 – удельная теплота, переданная от низкотемпературного источника энергии (речной воды, воздуха) низкокипящему рабочему телу.

При этом рабочее тело (хладагент) должно циркулировать в замкнутой системе (компрессор – конденсатор – вентиль – испаритель), кДж/кг; $\ell_{\text{ц}}$ – работа цикла, равная в установках с дросселированием работе компрессора $\ell_{\text{к}}$, кДж/кг.

Эффективность цикла теплового насоса оценивается **коэффициентом термотрансформации** (отопительным коэффициентом), который равен отношению теплоты, переданной нагреваемой среде, к затраченной в цикле работе:

$$\phi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}}.$$

Так как $q_1 > \ell_{\text{ц}}$ на величину q_2 , то $\phi > 1$.

Связь между отопительным коэффициентом ϕ и холодильным коэффициентом ε определяется из выражения

$$\phi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{q_2 + \ell_{\text{ц}}}{\ell_{\text{ц}}} = \varepsilon + 1.$$

Холодильный коэффициент имеет максимальное значение, если теплонасосная установка работает по циклу Карно между температурами T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$):

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}.$$

Чем меньше $(T_1 - T_2)$, тем больше ε и ϕ . С этой точки зрения применение тепловых насосов экономически выгодно для отопления, технологических нужд, в пищевой промышленности, опреснения вод и на тепловых электростанциях.

При этом теплонасосную установку следует применять зимой для отопления, а летом – для кондиционирования (охлаждения) воздуха помещения. Рабочие тела тепловых насосов должны быть: взрыво- и огнебезопасными; неядовитыми; иметь высокую температуру конденсации и сравнительно низкое давление в конденсаторе; высокий коэффициент отопления по отношению к ϕ цикла Карно.

Глава 21. ОХЛАЖДАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО НА ПАРОПРОВОДЕ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Нередко из котельной греющий пар поступает на БДМ и КДМ сильно перегретый и с высокими параметрами. В пароконденсатной системе высокое давление греющего пара редуцируется до необходимого с помощью регулирующего редукционного клапана. На отдельные сушильные установки часто поступает перегретый пар с температурой 190–220°C, что на 40–60 °C выше температуры насыщенного пара при давлении $P = 0,4\text{--}0,6$ МПа. Перегретый пар, попадая в цилиндры, имеет скорость порядка 75 м/с. При высокой скорости сильно перегретый пар не успевает полностью сконденсироваться, что приводит к неравномерности нагрева цилиндров и соответственно нарушению профиля влажности по ширине полотна. Пар ударяется о противоположную крышку цилиндров и уносится в конденсатные черпаки или сифоны и далее в общие конденсатопроводы, вызывая в них в смеси с конденсатом гидравлические удары.

Поэтому, чтобы устранить эти недостатки, необходимо сильно перегретый пар охлаждать (рис. 21.1 и рис. 21.2) до температуры на 5–7°C выше температуры насыщенного пара при данном давлении.

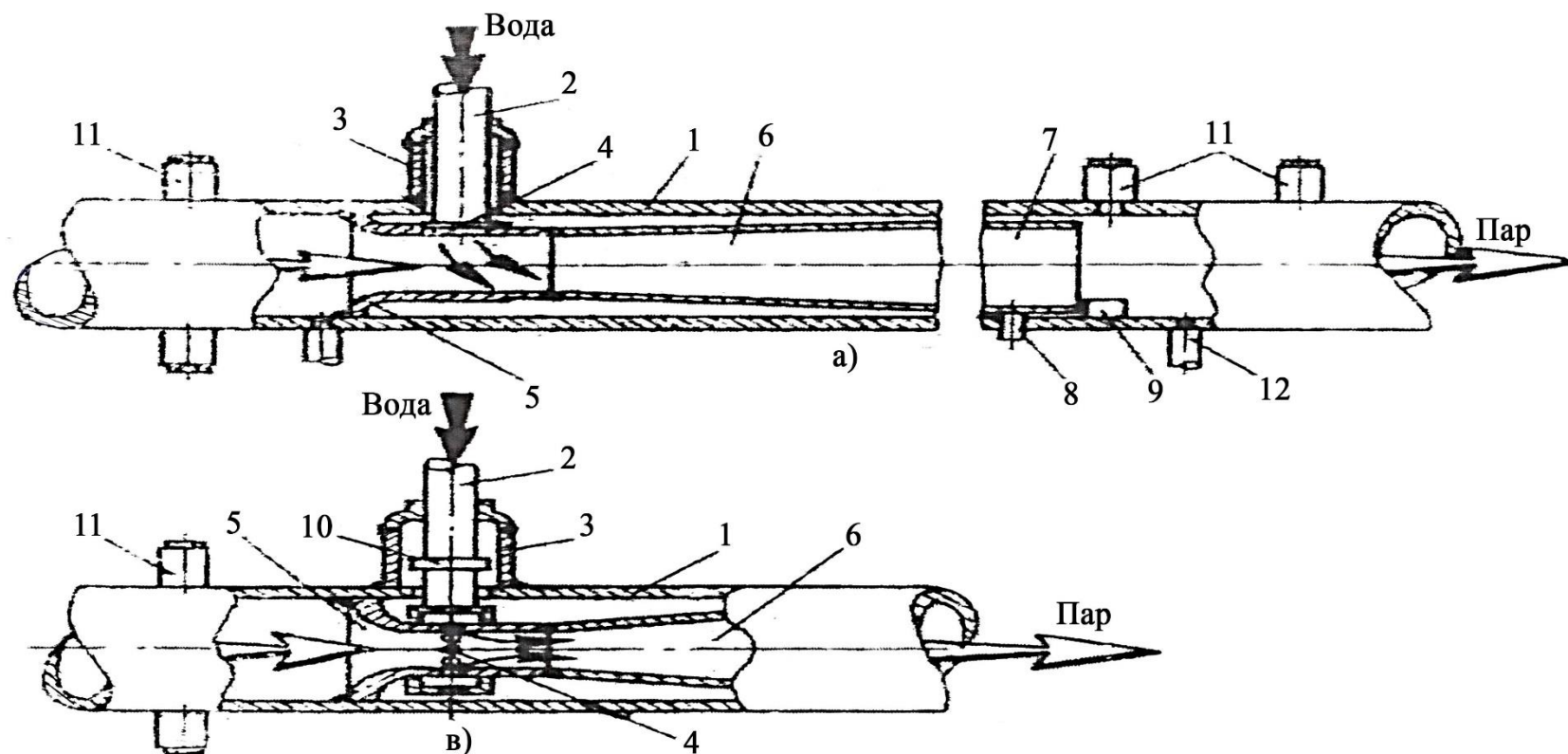


Рисунок 21.1 – Охлаждающее устройство для пара

а, в – охладитель пара и его впрыскивающее устройство при одностороннем и кольцевым вводом воды в пар;
1 – корпус охладителя пара; *2* – водоподводящая труба; *3* – защитный парубок;
4 – отверстия для распыливания воды в паре; *5* – сопло; *6* – диффузор; *7* – цилиндрическая часть защитной рубашки; *8* – шпилька для удержания рубашки; *9* – упор; *10* – компенсатор на водяной линии; *11* – лючок для измерительного прибора; *12* – дренаж, открываемый при остановке машины

Снижение температуры перегретого пара осуществляется в охлаждающей установке (ОУ), состоящей из трубы диаметра 0,15–0,35 м и длиной 2,5–4,0 м.

Внутри трубы расположены две или четыре форсунки, предназначенные для распыления жидкости. Давление жидкости перед форсунками составляет порядка 1,5–2,0 МПа. В качестве охлаждающей жидкости используется чаще всего конденсат или питательная вода.

Расчеты показали, что расход воды в зависимости от производительности машины составляет 0,1–1,0 м³/ч.

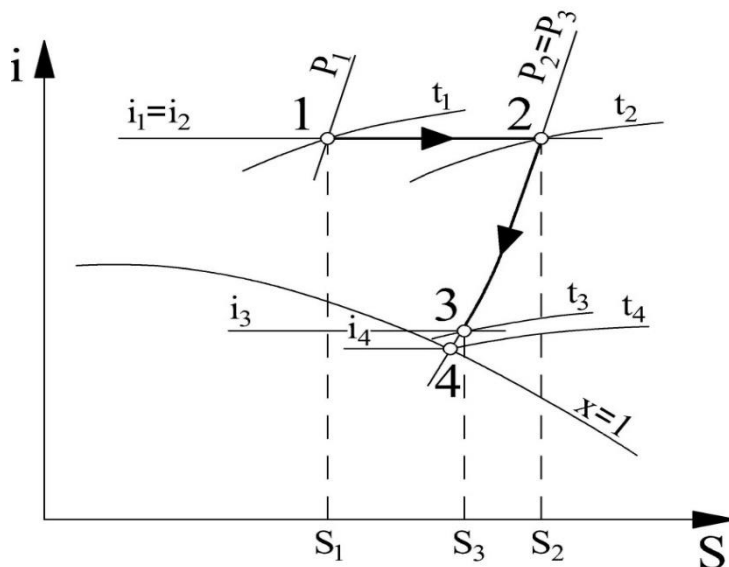


Рисунок 21.2 – Процесс изменения состояния водяного пара в редуционно-охлаждающем устройстве, установленном перед сушильной установкой:

(1–2) – процесс редуцирования пара при постоянной энтальпии;

(2–3) – изобарный процесс охлаждения перегретого пара

Расход охлаждающей воды (питательной воды или конденсата) определяется из уравнения теплового баланса охлаждающего устройства:

$$D(i_{п1} - i_{п2}) \eta_{и} = G_{в} * C_p(t''_{в} - t'_{в}) + G_{в} * r,$$

где D – расход пара на охлаждающую установку, кг/ч; $i_{п1}$, $i_{п2}$ – энтальпия пара до и после ОУ, кДж/кг; $\eta_{и}$ – коэффициент использования теплоты пара; $G_{в}$ – расход питательной воды на охлаждение пара, кг/ч; C_p – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C); $t'_{в}$, $t''_{в}$ – температура воды на входе в охлаждающую установку и температура кипящей воды на выходе из ОУ при давлении пара P_2 , °C; r – теплота парообразования при давлении пара на выходе из ОУ, кДж/кг.

Выражение слева от равенства представляет собой теплоту, переданную от пара к охлаждающей воде, при снижении давления пара до и после ОУ (от P_1 до P_2). Выражение справа от равенства состоит из двух слагаемых. Первое слагаемое соответствует затрате теплоты на подогрев воды от начальной температуры до температуры кипящей воды. Второе слагаемое – теплота, затраченная на превращение воды в пар при конечном давлении P_2 .

Из этого уравнения находится искомое значение расхода питательной воды на охлаждение пара в ОУ:

$$G_B = \frac{D(i_{п1} - i_{п2}) \eta_{и}}{C_p(t''_B - t'_B) + r}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Пример расчета

Из парового котла по паропроводу на сушильную установку БДМ подается сухой насыщенный пар при избыточном давлении 2,5 МПа в количестве 12 т/ч. Пар проходит через охлаждающую установку, которая снижает давление пара до 0,6 МПа. Температура пара на выходе из ОУ должна составлять 175 °С. Питательная вода подается из деаэратора с температурой 104 °С. Определить расход питательной воды для охлаждения пара.

По термодинамическим таблицам воды и водяного пара [1] находим:

- для насыщенного пара при давлении $P_1 = 2,6$ МПа имеем:
 $i_{п1} = 2801,2$ кДж/кг;
- для перегретого пара при давлении $P_2 = 0,7$ МПа и температуре $t = 175$ °С имеем: $i_{п2} = 2762,9$ кДж/кг;
- теплота парообразования при давлении $P_2 = 0,7$ МПа составляет $r = 2065,8$ кДж/кг.

Теплоемкость воды при ее средней температуре $\bar{t}_B = (104 + 175) / 2 = 139,5$ °С составит $C_p = 4,287$ кДж/(кг·°С).

Принимаем коэффициент использования теплоты $\eta_{и} = 0,95$.

При этих данных расход питательной воды на охлаждение пара составит

$$G_B = \frac{12000 \cdot (2801,2 - 2762,9) \cdot 0,95}{4,287 \cdot (175 - 104) + 2065,8} = 184,2 \text{ кг/ч}.$$

Выполненные расчеты показали, что при работе ОУ в схеме ПКС за счет образования вторичного пара экономится от 2 до 6 % свежего пара, поступающего на сушильную установку. Кроме того, при незначительном перегреве пара после ОУ стабилизируются тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки и обеспечивается более полное использование теплоты парообразования при сушке полотна. Это приводит к повышению производительности машины и снижению удельных затрат теплоты на единицу продукции.

Установка охлаждения пара должна иметь систему автоматического регулирования подачи воды в зависимости от температуры пара на выходе из установки. На ряде предприятий имеются охлаждающие устройства для пара. В то же время некоторые предприятия остро нуждаются в установке охладителя пара.

В основе проектирования охлаждающего устройства, устанавливаемого на главном паропроводе системы теплоснабжения БДМ и КДМ, должен быть положен тепловой расчет основных характеристик работы охладительного устройства: параметры и расход перегретого пара на входе и выходе из ОУ; расход, давление, температура и количество впрыскиваемого конденсата в паропровод; разработана система автоматического регулирования процесса

охлаждения пара в зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции и режима сушки бумаги или картона.

Определены физические характеристики работы и конструктивные размеры устройств. Реализованные на предприятиях охлаждающие устройства на практике доказали эффективность их работы в схемах пароконденсатных систем бумагоделательных и картоноделательных машин. Их можно использовать в конструкциях сушильных установок тихоходных и быстроходных машин.

Глава 22. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Чтобы снизить коэффициент теплопередачи, следует увеличить одно из термических сопротивлений. В большинстве случаев это достигается путем нанесения на стенку слоя тепловой изоляции.

Виды изоляции

Тепловой изоляцией называется покрытие, которое способствует снижению потерь теплоты в окружающую среду.

Назначение изоляции:

- экономия топлива;
- создание возможности осуществления технологических процессов;
- создание санитарных условий труда.

Для тепловой изоляции могут применяться любые материалы с низкой теплопроводностью.

Изоляционными материалами называются материалы с теплопроводностью $\lambda < 0,2$ Вт/(м · °С) при температурах $t = 50–100^\circ\text{C}$.

Естественные изоляционные материалы: асбест, слюда, дерево, пробка, опилки, торф, земля и др.

Искусственные изоляционные материалы:

- шлаковая вата (получается из расплавленного шлака, который разбивается струей пара);
- зонолит (получается из вермикулита путем прокаливании его при температурах $700–800^\circ\text{C}$);
- асбослюда (смесь асбеста и слюдяной мелочи);
- совелит – продукт химического производства;
- альфолевая изоляция (экранирование алюминиевой фольгой с использованием воздуха).

Свойства изоляционных материалов:

- пористость – чем выше пористость, тем ниже теплопроводность;
- механические свойства;
- способность поглощать воду и выдерживать высокую температуру.

Если температура изолированного объекта высока (паропроводы, трубопроводы теплотрассы), то применяется многослойная изоляция. При

насыщении изоляционного материала влагой теплопроводность резко возрастает, а теплоизоляционные свойства резко снижаются.

При теплоотдаче в условиях свободной конвекции и температуре окружающей среды около 20 °С толщину изоляции трубопровода с точностью до 3–5 % можно определить по формуле [1]

$$\delta_{\text{из}} = 2,75 \frac{d_1^{1,2} \lambda_{\text{из}}^{1,35} t_{\text{с1}}^{1,73}}{q_{\ell}^{1,5}},$$

где $\delta_{\text{из}}$ – толщина изоляции, мм; d_1 – диаметр трубопровода, мм; $t_{\text{с1}}$ – температура стенки; $\lambda_{\text{из}}$ – коэффициент теплопроводности изоляции; q_{ℓ} – линейная плотность теплового потока.

Условия рационального выбора материала для тепловой изоляции трубопровода

При наложении тепловой изоляции на трубопровод тепловые потери снижаются непропорционально толщине изоляции. Это связано с тем, что увеличивается внешняя поверхность и теплоотвод уменьшается.

Анализ показывает, что материал выбран правильно, если соблюдается неравенство [1]:

$$\lambda_{\text{из}} < (\alpha_2 d_2) / 2,$$

где d_2 – наружный диаметр трубопровода; α_2 – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности к окружающей среде.

Приведенное условие можно понять, если рассмотреть общее термическое сопротивление теплопередачи трубопровода, на который наложен слой изоляции:

– без изоляции:

$$R_{\ell 0} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{с}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2};$$

– с изоляцией:

$$R_{\ell \text{ из}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{с}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{из}}}.$$

Из их сравнения видно, что термическое сопротивление изменилось на величину

$$\Delta R_{\ell \text{ из}} = R_{\ell \text{ из}} - R_{\ell 0};$$

$$\Delta R_{\ell \text{ из}} = \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{\text{из}}} \right). \quad (a)$$

Это соотношение показывает, что при наличии изоляции термическое сопротивление слоя изоляции

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2}$$

возрастает и способствует снижению потерь теплоты, но одновременно термическое сопротивление теплоотдачи в окружающую среду α_2 уменьшается на величину

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{\text{из}}} \right),$$

что связано с увеличением внешней поверхности ($d_{из} > d_2$).

Для снижения тепловых потерь нужно, чтобы термическое сопротивление трубопровода с изоляцией $R_{\ell из}$ было выше, чем без изоляции $R_{\ell 0}$, т. е.

$$\Delta R_{\ell из} = R_{\ell из} - R_{\ell 0} > 0. \quad (б)$$

Подставляя в соотношение (б) значение $\Delta R_{\ell из}$ из соотношения (а) и решая неравенство относительно $\lambda_{из}$, получим:

$$\lambda_{из} < \frac{1}{2} \alpha_2 d_2 K,$$

где $K = \frac{\ln \frac{d_{из}}{d_2}}{1 - \frac{d_2}{d_{из}}}$ – безразмерный числовой коэффициент, наименьшее значение которого равно 1 при $d_{из} \rightarrow d_2$.

Следовательно, $K = \frac{d_{из}}{d_2} \rightarrow 1$.

Основное условие рационального подбора материала для тепловой изоляции трубопровода запишется в виде неравенства:

$$\lambda_{из} < (\alpha_2 d_2) / 2.$$

Если это условие не выполнено, то при нанесении изоляции на трубопровод тепловые потери не будут снижаться, а, наоборот, будут расти. При некоторой толщине слоя материала потери достигнут максимума, и лишь при еще более толстом слое начнут постепенно снижаться.

Диаметр изоляции $d'_{из}$ определяется из соотношения

$$d'_{из} = 2 \frac{\lambda'_{из}}{\alpha_2},$$

его часто называют **критическим** диаметром тепловой изоляции.

В этом уравнении соотношение

$$\lambda'_{из} > \frac{\alpha_2 d_2}{2}$$

показывает, что материал изоляции выбран неверно.

Глава 23. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

При решении практических задач теплопередачи в одних случаях требуется интенсифицировать процесс, в других – затормозить.

В соответствии с уравнением

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_d}},$$

чтобы увеличить значение коэффициента теплопередачи K , надо уменьшить термическое сопротивление слоя δ/λ и увеличить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , а также коэффициент лучистого теплообмена α_d . Термическое сопротивление стенки δ/λ можно уменьшить путем уменьшения толщины стенки δ и увеличения теплопроводности λ материала.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 могут быть увеличены путем интенсификации теплообмена за счет перемешивания жидкостей и повышения скоростей теплоносителей. При тепловом излучении увеличить коэффициент

лучистого теплообмена $\alpha_{\text{л}}$ можно за счет повышения степени черноты материала ϵ и увеличения абсолютной температуры T излучающей поверхности.

Рассмотрим, как зависит K от коэффициентов α_1 и α_2 . Для простоты представим теплопередачу через плоскую стенку. Если пренебречь термическим сопротивлением стенки (например, для газо-газового теплообменника), т. е. положить, что $\delta/\lambda = 0$, то получим

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

откуда следует, что K всегда меньше самого малого из коэффициентов α_1 и α_2 .

Если $\alpha_1 = 5000$ и $\alpha_2 = 50$ Вт/(м² · °С), то $K = 49,5$ Вт/(м² · °С), т. е. $K < \alpha_2$.

Увеличить α_2 можно также путем создания на стенке искусственной шероховатости и повышения скорости теплоносителя. Однако во многих случаях существенное увеличение коэффициента теплоотдачи α_2 от стенки к воздуху (или наоборот) затруднительно и неэкономично. Тогда, для увеличения K , теплообменные поверхности с низкой теплоотдачей оребряют.

Глава 24. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ РЕБРИстую ПОВЕРХНОСТЬ

При теплопередаче через плоскую стенку термическое сопротивление определяется через $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$. При теплопередаче через цилиндрическую поверхность термическое сопротивление зависит не только от α_1 и α_2 , но и диаметров, т. е. $1/\alpha_1 d_1$ и $1/\alpha_2 d_2$. Из этого следует, что увеличивая поверхность путем *оребрения*, можно существенно уменьшить ее общее термическое сопротивление и тем самым **интенсифицировать** процесс теплопередачи.

Рассмотрим плоскую ребристую стенку толщиной δ и с коэффициентом теплопроводности λ (рис. 24).

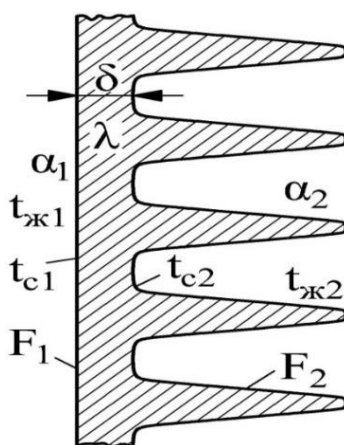


Рисунок 24.1 – Теплопередача через ребристую стенку

Одна сторона стенки снабжена ребрами с поверхностью F_2 , а другая поверхность F_1 – гладкая.

Известны температуры: $t_{\text{ж1}}, t_{\text{с1}}, t_{\text{с2}}, t_{\text{ж2}}$. При этом $\alpha_1 \gg \alpha_2$.

При установившемся тепловом состоянии системы количество переданной теплоты Q находится из уравнений:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{ж1} - t_{c1});$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_1 (t_{c1} - t_{c2});$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_{ж2}).$$

Отсюда частные температурные напоры соответственно равны:

$$t_{ж1} - t_{c1} = Q \frac{1}{\alpha_1 F_1};$$

$$t_{c1} - t_{c2} = Q \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1};$$

$$t_{c2} - t_{ж2} = Q \frac{1}{\alpha_2 F_2}.$$

Выполнив ряд преобразований, имеем:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} (t_{ж1} - t_{ж2}) =$$

$$= K_p (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}.$$

Если расчет вести на единицу гладкой поверхности, то уравнения запишутся в виде:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = K_1 (t_{ж1} - t_{ж2});$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}}.$$

Если расчет вести на единицу оребренной поверхности, то расчетные уравнения примут вид:

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = K_2 (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Отношение площадей оребренной поверхности F_2 к гладкой F_1 называется **коэффициентом оребрения**:

$$\varphi_{ор} = F_2 / F_1 = 2 - 15.$$

Оребрение поверхностей нагрева применяется как для выравнивания термических сопротивлений, так и для интенсификации теплопередачи в целом. Иногда оребрение производится с обеих сторон, так делают в тех случаях, когда требуется уменьшить размеры теплообменника, а значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 малы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Во многих отраслях промышленности, и в том числе в целлюлозно-бумажной промышленности, работает либо теплоэнергетическое, либо теплотехнологическое оборудование, потребляющее большое количество тепловой энергии в виде пара или горячей воды. Фактические затраты тепловой энергии на установках, работающих на производствах, нередко значительно превышают теоретические значения. Поэтому почти на каждом производстве имеются проблемы снижения таких затрат. Существуют различные способы существенного снижения энергетических затрат.

В учебном пособии приводятся некоторые методики расчеты теплообменного оборудования, которые позволяют решить ряд проблем на производстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бойков, Л. М. Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Л. М. Бойков. – СПб: СПб ГТУРП, 2015. – 575 с.
2. Бойков, Л. М. Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теоретические основы теплотехники: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин; под ред. д-ра технических наук Л. М. Бойкова. – СПб: ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 383 с.
3. Бойков, Л. М. Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки. Ч. II и III: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев; под ред. д-ра технических наук Л. М. Бойкова. – СПб: ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 423 с.
4. Бойков, Л. М. Энергосбережение и ускорение сушки бумаги и картона / Л. М. Бойков. – СПб: ВШТЭ ГУПТД, 2018. – 279 с.
5. Бойков, Л. М. Вентиляция бумаго- и картоноделательных машин / Л. М. Бойков. – СПб: ВШТЭ СПб ГУПТД, 2018. – 258 с.

Учебное издание

Бойков Лев Михайлович

**Проблемы энерго- и ресурсосбережения
в теплоэнергетике
и основные направления
развития теплоэнергетики**

Учебное пособие

Редактор и корректор Е. О. Тарновская
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:

электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 13.05.2025 г. Рег. № 5284/24

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.